



Estudo da eficiência energética de uma caldeira aquatubular

NADINE RAFAELA DOS SANTOS RODRIGUES

Novembro de 2016

Estudo da eficiência energética de uma caldeira aquatubular

Nadine Rafaela Santos Rodrigues

Novembro 2016

Orientação: Orientador na CNB/CAMAC: Eng^o Horácio Azevedo
Orientadoras no ISEP: Eng^a Teresa Sena Esteves
Eng^a Teresa Pimenta



Mestrado em Engenharia Química-Optimização Energética na Indústria Química

Estudo da eficiência energética de uma caldeira aquatubular

Dissertação/Estágio

Orientador CNB/CAMAC: Horácio Azevedo

Orientadores no ISEP: Eng^a Teresa Sena Esteves
Eng^a Teresa Pimenta

Agradecimentos

Como primeiro agradecimento, gostaria de mencionar a empresa que me ofereceu a oportunidade de realizar este estágio, tornando possível a elaboração da presente dissertação.

Um agradecimento um pouco mais especial ao Engenheiro Horácio Azevedo que me orientou, e sempre me mostrou disponível a ajudar-me a ultrapassar todos os obstáculos no desenvolvimento do meu trabalho.

Gostaria acima de tudo também, e com um enorme carinho agregado, agradecer à Engenheira Teresa Pimenta e à Engenheira Teresa Sena Esteves, do Instituto Superior de Engenharia que se revelaram incansáveis em apoiar-me e esclarecer-me durante todo o período de estágio e escrita da presente tese, tendo sido fundamentais para a conclusão do mesmo.

À Engenheira Paula Neto e ao Engenheiro António Crispim, que também me ajudaram na conclusão deste relatório.

A toda a minha família e amigos, que foram fundamentais para que a vontade de chegar ao fim persistisse e o ânimo não faltasse.

Por fim, agradeço a todos os meus colegas de licenciatura e mestrado, pois sem eles não teria sido possível alcançar esta fase na vida.

Resumo

O trabalho descrito ao longo desta dissertação foi efetuado com base em leituras obtidas na caldeira aquatubular pertencente à empresa Companhia Nacional de Borrachas S.A - CNB/CAMAC, situada em Santo Tirso e teve como objetivo principal o estudo da eficiência do equipamento em questão, bem como de melhorias a aplicar ao processo.

Ao longo do desenvolvimento do trabalho foram sendo recolhidos os dados necessários aos cálculos pretendidos, como a composição dos gases de combustão da caldeira, a sua temperatura, os seus caudais de entrada e o caudal de entrada do ar de combustão, as temperaturas de entrada na caldeira aquatubular da água e do ar, bem como os valores de excesso de ar a serem utilizados no equipamento.

Após toda a obtenção de dados realizaram-se os cálculos de eficiência do equipamento através de dois métodos, o método directo e o método das perdas. A eficiência para o primeiro caso o valor obtido foi de 86,18 % e para o segundo 84,51 %. O valor experimental da eficiência obtido através de um equipamento analisador de gases de combustão foi de 83,38 %. Comparando este valor com o valor obtido pelo método das perdas, 84,51 %, verifica-se que estes são bastante próximos.

Numa tentativa de aumento do valor da eficiência da caldeira aquatubular, procedeu-se ao dimensionamento de um permutador de calor de fluxo cruzado, cuja finalidade seria promover o aquecimento do ar de combustão, de forma que a sua temperatura de entrada na caldeira fosse aumentada de 23,93 °C para 50°C, utilizando para isso a energia contida nos gases de combustão à saída do equipamento. Para estas condições concluiu-se que o permutador de calor deveria possuir uma área de transferência de calor de 0,8 m². Feito isto, foi recalculado o valor de eficiência, utilizando o método das perdas, para verificar qual seria o impacto do aumento da temperatura de entrada do ar de combustão. Conclui-se que apenas ocorreria um aumento de 1,12 % não se justificando assim o investimento necessário para obter o permutador de calor.

Palavras-chave: Caldeira aquatubular, método direto, método das perdas, eficiência, permutador de calor.

Abstract

The work analysis described throughout this project was carried out based on experimental tests performed at the aquatubular boiler that belongs to the Companhia Nacional de Borrachas SA - CNB / CAMAC, located in Santo Tirso. The main goal of this study was to improve the equipment's efficiency.

Throughout the project, the required data was collected for further calculations, this being the composition of the combustion gases in the boiler, the process temperature, the incoming flow rates, the input temperatures of water and air in the aquatubular boiler and the excess air parameters to be used in the equipment.

After all data collection, the equipment efficiency was calculated through two methods, the direct method and the loss method. For the first method the efficiency was 86.18 % and for the second it was 84.51 %. After this, the theoretical values were compared with the experimental result, which was 83.38%. Comparing this to the result of the loss method, 84.51%), it's shown that both are quite similar.

In an attempt to increase the efficiency value of the aquatubular boiler, a cross-flow heat exchanger was designed, which purpose was to increase the heating of the combustion air, in order for the inlet air temperature to increase from 23.93 °C to 50 °C, using the heat energy in the flue gases from the outlet of the equipment. It was concluded that the heat exchanger should have a heat transfer area of 0.8 m²..

After this, the efficiency value was recalculated using the loss method, allowing to verify the effect of the increase of the inlet temperature of the combustion in this parameter. It was concluded that the increase of the efficiency to 1.12 % does not justify the high investment needed to obtain the heat exchanger.

Keywords: Aquatubular boiler, direct method, loss method, efficiency, heat exchanger.

Índice

| | | |
|-------|--|----|
| 1. | Introdução | 1 |
| 1.1 | A empresa | 1 |
| 1.2. | Enquadramento..... | 3 |
| 2. | O processo..... | 5 |
| 2.1 | O pneu..... | 5 |
| 2.2 | Descrição do processo | 7 |
| 3. | Gerador de Vapor | 15 |
| 3.1 | Caldeira Aquatubular | 15 |
| 3.2 | Fuelóleo | 16 |
| 3.3 | Cálculo do rendimento de geradores de vapor..... | 17 |
| 4. | Resultados obtidos..... | 27 |
| 4.1 | Balanço de energia (método direto) | 27 |
| 4.2 | Método das perdas | 31 |
| 4.3 | Comparação dos resultados experimentais com os resultados obtidos:..... | 33 |
| 4.4 | Reaproveitamento da energia dos gases de combustão para aquecimento do ar de combustão utilizando um permutador de calor | 36 |
| 4.4.1 | Dimensionamento do permutador de calor..... | 41 |
| 4.4.2 | Verificação do impacto do aumento da temperatura do ar de combustão na eficiência do gerador de vapor. | 46 |
| | Conclusões e sugestões para trabalhos futuros..... | 49 |
| | Bibliografia..... | 50 |
| 5. | ANEXOS..... | 51 |
| | ANEXO A – Leituras experimentais dos gases de combustão | 52 |
| | ANEXO B – Tabelas da água para leitura de parâmetros necessários aos cálculos..... | 55 |
| | ANEXO C – Cálculos auxiliares para o cálculo do rendimento do gerador de vapor..... | 56 |
| | ANEXO D- Tabelas para consulta de valores das propriedades dos fluidos e tubos | 60 |
| | ANEXO E- Dados e cálculos auxiliares para o dimensionamento do permutador ... | 62 |

Índice de figuras

| | |
|--|----|
| Figura 1.1 Imagem ilustrativa do primeiro logotipo da marca CAMAC [2]. | 1 |
| Figura 1.2 Presença da empresa num evento de desporto automóvel [3]. | 2 |
| Figura 2.1 Pneu CAMAC [2]. | 5 |
| Figura 2.2 Pneu em corte e respetivos constituintes. | 7 |
| Figura 2.3 Imagem ilustrativa de um misturador do tipo Banbury [6]. | 9 |
| Figura 2.4 Ilustração do processo de extrusão [7]. | 10 |
| Figura 2.5 Ilustração do processo de calandragem [7]. | 11 |
| Figura 2.6 Pneus após a fase de montagem. | 12 |
| Figura 2.7 Vulcanizadora [8]. | 13 |
| Figura 4.1 Fator de correção para um permutador de fluxo cruzado, com uma passagem, um dos fluídos misturado e o outro não misturado. | 37 |
| Figura 5.1 Excerto das tabelas da água utilizado para leitura dos valores. | 55 |
| Figura 5.2 Tabela de propriedades dos gases à pressão atmosférica, Incropera e de Witt, 2002. | 60 |
| Figura 5.3 Dimensões padrão de tubos de aço [13]. | 61 |

Índice de tabelas

| | |
|---|----|
| Tabela 3.1 Características da caldeira aquotubular. | 16 |
| Tabela 3.2 Características do combustível. | 16 |
| Tabela 3.3 Valores da constante K para alguns combustíveis [12]. | 20 |
| Tabela 3.4 Percentagem de perdas à capacidade nominal (considerada máxima) para vários tipos de caldeira.[12]. | 21 |
| Tabela 3.5 Valores da constante K para alguns tipos de combustíveis [12]. | 24 |
| Tabela 3.6 Valores de percentagem em peso da humidade do combustível e de hidrogénio no combustível para as condições de queima. | 25 |
| Tabela 4.1 Valores de eficiência bruta, eficiência líquida e excesso de ar registados para a medição nº1. | 33 |
| Tabela 4.2 Valores de eficiência bruta, eficiência líquida e excesso de ar registados para a medição nº2. | 34 |
| Tabela 4.3 Valores de eficiência bruta, eficiência líquida e excesso de ar registados para a medição nº3. | 34 |
| Tabela 4.4 Média total para os valores de eficiência bruta, eficiência líquida e excesso de ar. | 34 |
| Tabela 4.5 Valores de C e m para calcular o coeficiente de transferência de calor para um fluido a escoar perpendicularmente a um feixe de tubos. | 40 |
| Tabela 5.1 Valores registados para a leitura número 1. | 52 |
| Tabela 5.2 Valores registados para a leitura número 2. | 53 |
| Tabela 5.3 Valores registados para a leitura número 3. | 53 |
| Tabela 5.4 Média entre os três registos efetuados. | 54 |
| Tabela 5.5 Composição do combustível, percentagem e massa molar de cada componente. | 57 |
| Tabela 5.6 Resultados obtidos para a massa de cada componente no combustível. ... | 58 |

1.Introdução

1.1 A empresa

A empresa Companhia Nacional de Borrachas S.A - CNB/CAMAC - localiza-se em Santo Tirso e é uma empresa portuguesa cujo objetivo de produção é a obtenção de vários tipos de pneus [1].

Esta fábrica teve origem em 21 de Setembro de 1967 com o nome de Fábrica de Pneus Fapobol, SARL, e é em Outubro desse mesmo ano que se iniciou a edificação da mesma, sendo instalada a primeira máquina a 22 de Janeiro de 1968 [1].

A 10 de Março de 1969, foi o início da laboração efetiva, onde apenas eram produzidos pneus de automóvel. Posteriormente, a produção foi alargada para pneus de todo-o-terreno, comerciais, agrícolas, pesados e industriais. Na década de 70 o Banco Português do Atlântico era o maior detentor desta empresa [1].

Esta fábrica adquire o nome de *CNB - Companhia Nacional de Borrachas, S.A* a 29 de Abril de 1980, sendo a sua designação atual, *CNB/CAMAC – Companhia Nacional de Borrachas, S.A.* adquirida a 5 de Maio de 1988. O primeiro logotipo da marca apresenta-se na figura 1.1 [2].

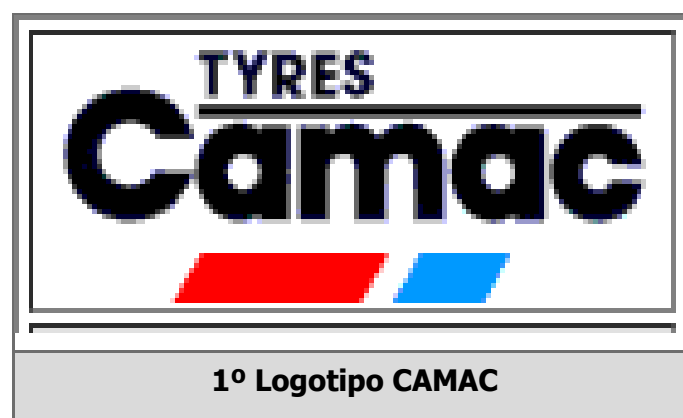


Figura 1.1 Imagem ilustrativa do primeiro logotipo da marca CAMAC [2].

No ano de 1986 foi criada um Departamento de Competição destinado aos pneus de desporto automóvel, área na qual a CAMAC se foi distinguindo, fazendo frente às maiores marcas do mercado e originando uma grande notoriedade. Para além dos pneus de competição, a empresa afirmou-se no mercado através dos pneus CAMAC Terra, destinados a viaturas todo-o-terreno, os quais vieram até a equipar o Papamóvel na visita papal a Portugal no ano 2000 [2].

Ao longo dos anos de laboração a empresa teve várias Administrações, sendo adquirida no final de 2009 pela atual Administração, Jorge Barros Rodrigues e Fernando Barros Rodrigues, a qual tinha como objetivo o relançamento da marca através da sua dinamização. Para isso, têm apostado em modernizar e aumentar a gama de produtos, tendo iniciado a fabricação de pneus jante 17", tencionando progredir para jante 18", 19" e 20" [3].

Atualmente a CAMAC exporta para cerca de 50 países provenientes dos 5 continentes.

Para além disso, espera-se que seja feito o relançamento da marca CAMAC Racing, destinada ao desporto automóvel [3]. Na figura 1.2 está presente uma fotografia da presença da empresa num evento de desporto automóvel.



Figura 1.2 Presença da empresa num evento de desporto automóvel [3].

1.2. Enquadramento

A presente dissertação teve como objetivo o estudo do rendimento e indicação de possíveis melhorias à aplicar ao funcionamento da caldeira aquatubular responsável pelo fornecimento do vapor necessário ao processo de produção de pneus da empresa CAMAC.

No primeiro capítulo encontra-se uma pequena descrição da empresa bem como da sua história até à atualidade, seguindo-se um segundo capítulo sobre o seu processo de produção de pneus e a composição dos mesmos.

No terceiro capítulo surge uma pequena apresentação e descrição do funcionamento de uma caldeira aquatubular, visto ser este o equipamento estudado na presente dissertação. É também possível encontrar os fundamentos bibliográficos utilizados para o cálculo da eficiência dos geradores de vapor.

No quarto capítulo encontram-se então os resultados obtidos para a eficiência do gerador de vapor da empresa CNB/CAMAC e a sua comparação com os resultados obtidos através de leituras experimentais. Encontra-se também o dimensionamento de um permutador com o intuito de aumentar a temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira através do reaproveitamento da energia contida nos gases de combustão e a sua influência na eficiência do gerador de vapor.

Por fim, encontram-se as principais conclusões obtidas e sugestões de trabalhos futuros a realizar.

2.O processo

No presente capítulo são descritas as diversas fases do processo de produção de pneus, iniciando-se o mesmo por uma sucinta descrição da composição deste produto final.

2.1 O pneu

Um pneu é definido como sendo um aro de borracha insuflável, que possui ou não câmara de ar e é montado nas juntas das rodas de veículos automóveis, motocicletas e bicicletas, etc [4]. Na figura 2.1 é possível visualizar um pneu da marca CAMAC.



Figura 2.1 Pneu CAMAC [2].

O pneu é constituído por:

Telas ou lonas: a estrutura de um pneu é constituída por camadas de tecido que se denominam de telas ou lonas. Estas, são compostas por cordas de fibra entrançadas e revestidas com borracha e permitem que o pneu se torne flexível mas não elástico. A tela carcaça, é uma camada colocada diretamente sobre o revestimento interno do pneu, tornando-o mais resistente [5].

Talões: Os talões são fabricados com aço forte, revestido com borracha e cobertos de cobre. Esta parte do pneu cria um vedante hermético entre o pneu e jante da roda, e tem como função a fixação do pneu na roda [5].

Cintas: As cintas são folhas de fio de aço trançado revestidas com borracha e fazem parte da estrutura e da carcaça. A sua presença no pneu tem a finalidade de reforçar a resistência e proporcionar rigidez ao mesmo. Por vezes, adiciona-se também um cabo *Kevlar* para introduzir uma força adicional que aumenta a resistência a furos e a durabilidade. Pneus para veículos que atingem velocidades altas, por exemplo veículos de competição, possuem uma segunda cinta [5].

Flanco: é uma área de borracha adicional, onde se podem encontrar todas as informações do fabricante sobre o seu pneu. É responsável por fornecer ao pneu uma certa estabilidade lateral [5].

Ombro: Consiste numa pequena extremidade biselada entre o piso e o flanco, responsável pelo desempenho do pneu em curvas [5].

Piso: Zona onde a borracha entra em contacto com a estrada geralmente designado como a área macia deste produto e onde os principais fatores que caracterizam o desempenho do pneu são o amortecimento e a aderência do mesmo[5].

Lamela e sulco: os blocos do piso são separados por sulcos profundos para que o pneu consiga escoar água, neve e lama. De forma a proporcionar uma aderência adicional conferem-se ao pneu sulcos mais pequenos ou cortes feitos nos próprios blocos do piso denominados de lamelas [5]..

Coluna: Uma vez que a zona central do pneu é a mais vulnerável, por vezes alguns tipos de pneu têm uma coluna colocada ao longo desta parte central para proporcionar um reforço [5].

Na figura 2.2 é possível visualizar um pneu em corte de forma a ter perceção de onde se encontra cada constituinte referido.

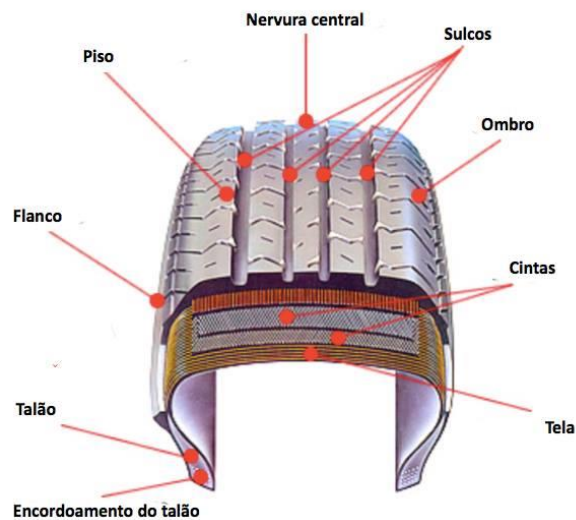


Figura 2.2 Pneu em corte e respetivos constituintes.

2.2 Descrição do processo

Neste subcapítulo é possível encontrar informação sobre as fases do processo de produção.

Matérias-primas

Para que seja possível a produção de pneus, são necessárias combinações quase ideais de várias matérias-primas:

1. Borracha natural;
2. Derivados do petróleo (ex: negro de fumo, borracha sintética);
3. Material metálico (ex: aço);
4. Têxteis;
5. Produtos Químicos (ex: aceleradores e retardadores).

Conforme o tipo de pneu que se pretende obter no final da produção, os valores de cada uma das matérias-primas é alterado, de acordo com uma receita específica para a produção de cada tipo de pneu.

Por exemplo, no pneu de passeio, existe uma grande quantidade de borracha, sendo esta 27 % sintética e 14 % natural. O negro de fumo corresponde a 28 % da

constituição e 17 % a outros derivados de petróleo e restantes produtos químicos, restando 10 % ocupado pelo material metálico e 4 % pela componente têxtil.

Todas as matérias-primas são sujeitas a controlos químicos e físicos, de forma a que cumpram os parâmetros definidos para cada um. Caso não sejam comprados com o controlo já efetuado, a empresa em questão possui laboratórios equipados para a realização de ensaios químicos (ex: deteção da presença de antioxidantes) bem como ensaios físicos como: ensaios de tração, de torção e viscosidade.

- **Misturação**

A misturação é a primeira parte do processo de produção de pneus. Nesta fase, é feita a mistura de todas as matérias-primas. É feita a combinação dos diferentes tipos de borracha a utilizar, pelo que de seguida se dá a mistura com todos os outros componentes químicos de acordo com as condições definidas para o processo (temperatura, pressão, tempo, peso).

O misturador utilizado é do tipo Banbury (fig. 2.3) , e o seu funcionamento consiste em dois rotores, incorporados numa câmara de mistura fechada, que giram em sentidos opostos e com diferentes valores de velocidade. A mistura é retida na câmara através de um pistão pneumático, sendo a sua descarga efetuada pela zona inferior do misturador. Uma vez que durante esta fase a temperatura atinge valores elevados, é necessário que exista um sistema de arrefecimento [6].

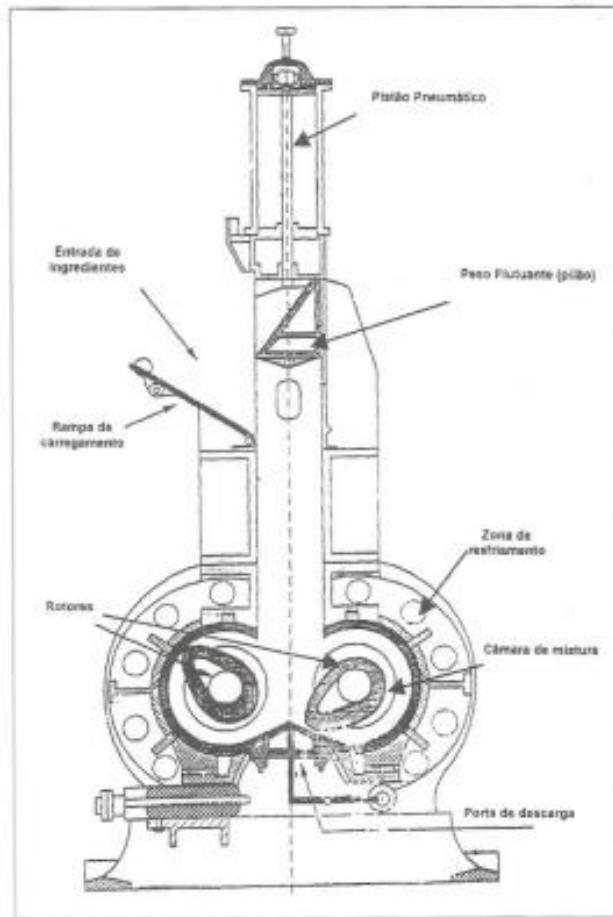


Figura 2.3 Imagem ilustrativa de um misturador do tipo Banbury [6].

- **Extrusão**

Numa fase seguinte, dá-se a extrusão, fase que consiste em fazer passar a mistura obtida nos misturadores por uma espécie de rosca (extrusora) fazendo com que a mistura ganhe o formato pretendido definido através de uma matriz. A matéria-prima utilizada provém do produto resultante da fase de mistura descrita anteriormente e é trabalhada através da ação de calor e forças mecânicas [7].

A extrusora habitualmente produz uma folha contínua de piso, posteriormente arrefecida e cortada em comprimentos específicos conforme o seu destino final.

A extrusora é constituída por:

1. Cabeça de extrusão responsável por unir num só canal as saídas de todas as extrusoras
2. Transportadores com água cuja função é arrefecer o perfil através de imersão

3. Unidade de corte onde se dá o corte do perfil conforme o tipo de pneu pretendido
4. Restantes equipamentos responsáveis por assegurar todas as características pretendidas no pneu.

No presente caso, produção de componentes de pneu, a extrusão que se dá é considerada fria e direta. Fria uma vez que não existe um pré-aquecimento do composto, sendo este trabalhado com uma temperatura inicial idêntica à temperatura ambiente e direta uma vez que o composto é forçado por um parafuso sem-fim a passar numa fiação que lhe irá conceder o perfil pretendido.

Com o decorrer do processo, o composto flui devido a ação mecânica para o interior da extrusora, o que aumenta a sua temperatura e pressão. O controlo do aumento de temperatura é efetuado por um sistema hidráulico e tem elevada importância uma vez que combate a destruição do composto. Por sua vez, o controlo de pressão do composto é feito através da sua monitorização em variadas zonas do corpo da extrusora, fazendo variar a velocidade do parafuso sem-fim conforme os valores registados. Na figura 2.4 encontra-se ilustrado um processo de extrusão.

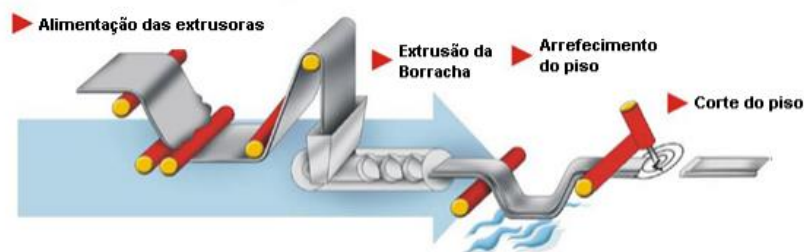


Figura 2.4 Ilustração do processo de extrusão [7].

- **Calandragem**

A calandra é um equipamento composto por rolos cilíndricos aquecidos de grande diâmetro que comprimem o composto de borracha extrudido, em folhas bastantes finas. A posição em que os rolos se encontram, permite obter em simultâneo duas camadas de borracha, a camada superior e a camada inferior, cujo objetivo é a sua impregnação em tecido (tela). Os têxteis utilizados são sempre sujeitos a um controlo de qualidade prévia. Na figura 2.5 encontra-se uma ilustração do processo de calandragem.



Figura 2.5 Ilustração do processo de calandragem [7].

Para que seja possível calandrar é necessário ter em atenção fatores como temperatura e pressão. A temperatura revela-se bastante importante no que diz respeito aos rolos da calandra, pois é através de um sistema hidráulico que esta é regulada, utilizando-os como meio para o composto de borracha atingir a temperatura necessária. Para controlar a pressão utiliza-se a abertura/fecho do espaçamento entre estes mesmos rolos.

As telas obtidas são posteriormente cortadas conforme as dimensões pretendidas [7].

- Produção de Talões

Para a obtenção de talões, a borracha passa por uma “mini-extrusora” de forma a revestir fios de aço corretamente alinhados.

De seguida eles são dobrados de forma a formar um aro cilíndrico.

- **Montagem do pneu**

A fase que se segue é a de montagem do pneu. Aqui, unem-se todas as partes já produzidas num equipamento que se assemelha a um tambor. Inicialmente produz-se a carcaça, onde se dá a montagem das telas, aplicação de talões e de seguida a

aplicação das cintas de rodagem. Feito todo este processo, os cilindros pertencentes ao equipamento, comprimem todas as partes unindo-as ao máximo e obtêm-se o que se denomina de “pneu verde”. A sua forma assemelha-se à ilustração da figura 2.6.



Figura 2.6 Pneus após a fase de montagem.

- **Vulcanização**

A vulcanização consiste em submeter o chamado “pneu verde” a determinadas condições de pressão e temperatura com o objetivo de obter o pneu na forma com a qual estamos familiarizados. O equipamento de vulcanização assemelha-se a uma prensa que através de moldes quentes formata o pneu e modela o piso como já foi referido.

Para além disso, confere também ao pneu o modelo do piso, as marcas do fabricante e as marcas exigidas por lei que serão aplicadas no flanco. As temperaturas de vulcanização podem atingir valores superiores a 300 °C e esta etapa dura entre 12 a 25 minutos. Na figura 2.7 é possível ver um equipamento de vulcanização. O aquecimento neste equipamento é feito através de vapor produzido numa caldeira aquatubular.



Figura 2.7 Vulcanizadora [8].

3. Gerador de Vapor

3.1 Caldeira Aquatubular

Um gerador de vapor, mais conhecido por caldeira, é um equipamento sujeito a uma determinada pressão, cujo objetivo de funcionamento é a produção de vapor.

Para que seja possível construir uma caldeira é necessário ter um projeto previamente aprovado pela Direção Geral de Energia e Geologia, DGEG, bem como cumprir as normas internacionais para a sua construção. São exemplos a ASME, AD MERKBLAT, ISSO, DIN, BS, entre outras [9].

A classificação das caldeiras divide-se em dois tipos, conforme a forma em que a água é exposta ao calor:

Caldeiras gás tubulares/tubos de fumos: os gases de combustão circulam pelo interior dos tubos enquanto que a água/vapor circula pelo exterior dos tubos.

Caldeiras aquatubulares: os gases de combustão circulam pelo exterior dos tubos enquanto que a água/vapor circula pelo interior dos tubos.

A empresa CNB/CAMAC utiliza para obtenção de vapor uma caldeira aquatubular. Este tipo de caldeira é utilizado para médias e altas pressões e grandes caudais de vapor. O facto de possuírem um valor menor de volume de água em relação à quantidade de vapor produzido e uma mais elevada superfície de aquecimento faz com que necessitem de menores dimensões para a vaporização face às caldeiras tubos de fumo.

Por norma, as caldeiras aquatubulares possuem na sua composição um economizador, aquecedor de ar e sobreaquecedor [9].

A caldeira instalada na empresa em questão pertence ao fabricante *Babcock Wanson – Caldeiras, Lda* e as suas características são apresentadas na tabela 3.1.

Tabela 3.1 Características da caldeira aquotubular.

| Caldeira Aquotubular CNB/CAMAC | |
|--------------------------------|----------------------|
| Construtor | BABCOK |
| Marca | BABCOK |
| Modelo | FM 9/39 |
| Nº de Fabrico | OF-2005 |
| Ano de fabrico | 1968 |
| Categoria | 1ª |
| Pressão Máxima Admissível | 35,32 bar |
| Temperatura Máxima | 243 °C |
| Fluidos a Conter | Água e Vapor de Água |
| Combustível/fonte energética | Fuel-Oil |
| Capacidade Total | 6700 L |
| Vaporização Máxima | 7000 Kg/h |
| Superfície de Aquecimento | 207 m² |
| Potência Nominal | 6,6 MW |

3.2 Fuelóleo

O combustível utilizado pela caldeira é um fuelóleo pesado cujas características se encontram na tabela 3.2.

Tabela 3.2 Características do combustível.

| Propriedades | Método | Resultados | Limites |
|-----------------------|--------------------------------|---------------|------------------|
| Massa Volúmica a 15°C | NP EN ISO 3675 | 982,5 kg/m³ | a relatar |
| Viscosidade | NP EN ISO 3104 | 34,64 mm²/s | máx. 40 mm²/s |
| Ponto de Inflamação | ISO 3733 | 70,0 °C | min. 65 °C |
| Teor em Água | NP EN ISO | 0,10 %(v/v) | máx. 1.0 %(v/v) |
| Enxofre Total | NP EN ISO 8754 | 1.00 % (m/m) | máx. 1.0 %(m/m) |
| Sedimento Total | ISO 10307-1 | 0,02 % (m/m) | máx. 0,25 %(m/m) |
| Teor em Cinzas | EN ISO 6245 | 0,035 % (m/m) | máx. 0,20 %(m/m) |
| PCS | 10 340 kcal/kg | | |
| PCI | 9 779 kcal/kg = 40964,231 kJ/h | | |

3.3 Cálculo do rendimento de geradores de vapor

Existem dois métodos para a obtenção do valor de rendimento de geradores de vapor: o método de balanço de energia (método direto) e o método das perdas.

3.3.1 Balanço de Energia (método direto)

Nesta secção são apresentadas todas as entradas e saídas de energia da caldeira assim como a sua eficiência, todas as equações apresentadas para o cálculo da mesma têm origem no “Relatório Final de Acção de Promoção de Eficiência Energética em Caldeiras de Vapor e termofluído” de F.Oliveira redigido em 2010.

Entradas de energia:

1. Calor de Combustão: Q_c

Energia libertada na queima do combustível

$$Q_c = \text{Caudal mássico de Combustível} \times P.C.I \quad (1)$$

$$Q_c = \dot{m}_c \times PCI$$

Onde:

PCI: Poder calorífico inferior do combustível (no presente caso, o valor foi indicado pelo fornecedor do combustível).

2. Calor sensível do combustível: Q_{sc}

Energia resultante do combustível entrar a uma temperatura superior à temperatura de referência (T_r) [12].

$$Q_{sc} = \text{Caudal mássico de combustível} \times \overline{Cp}_{\text{combustível}} \times (T_{\text{combustível}} - T_{\text{referência}}) \quad (2)$$

$$Q_{sc} = \dot{m}_c \times \overline{Cp}_{comb} \times (T_{comb} - T_r)$$

Onde: \overline{Cp}_{comb} é o calor específico médio do combustível.

3. Calor sensível do ar seco: Q_{ar}

Energia resultante do ar de combustão entrar a uma temperatura superior à temperatura de referência [12].

$$Q_{ar} = \text{Caudal mássico de ar seco} \times \overline{Cp}_{ar} \times (T_{ar} - T_{referência}) \quad (3)$$

$$Q_{ar} = \dot{m}_{ar} \times \overline{Cp}_{ar} \times (T_{ar} - T_r)$$

Onde:

\overline{Cp}_{ar} é o calor específico médio do ar.

Admite-se para o \overline{Cp}_{ar} o valor de 1 kJ/(kg.°C)

Se $T_{ar} \cong T_{ambiente} \cong \overline{Cp}_{ar} \cong 0$.

4. Calor sensível da Humidade do ar: Q_{har}

O vapor de água existente no ar entra à T_{ar} [12].

$$Q_{har} = \text{caudal de vapor de água no ar} \times \overline{Cp}_{humidade\ do\ ar} \times (T_{ar} - T_{referência}) \quad (4)$$

$$Q_{har} = \dot{m}_{hum} \times \overline{Cp}_{hum} \times (T_{ar} - T_r)$$

Onde:

\overline{Cp}_{hum} é o calor específico médio do vapor de água no ar.

Calculou-se o calor específico médio do vapor de água tendo-se obtido o valor de 1,85 kJ/(kg.°C).

O caudal de vapor de água do ar determina-se a partir da temperatura e da humidade relativa do ar e usando o diagrama de ar húmido para conhecer a humidade absoluta. Normalmente despreza-se esta parcela, pois apresenta valores muito baixos.

5. Energia associada à água de alimentação: Q_{ag}

Energia resultante da água de alimentação entrar a uma temperatura superior à temperatura de referência [12].

$$Q_{ag} = \text{caudal mássico de água de alimentação} \times \overline{Cp}_{água} \times (T_{água} - T_{referência}) \quad (5)$$

$$Q_{ag} = \dot{m}_{ag} \times \overline{Cp}_{ag} \times (T_{ag} - T_r)$$

Onde:

\overline{Cp}_{ag} é o calor específico médio da água líquida.
O calor específico médio da água é $Cp_{ag} = 4,186 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$.

Saídas de Energia:

6. Energia contida no vapor de água: Q_v

$$Q_v = \text{caudal mássico de vapor} \times \text{Energia por kg de vapor} \quad (6)$$

$$Q_v = \dot{m}_{\text{vapor}} \times h_v$$

Onde:

h_v é a entalpia do vapor de água (lido nas tabelas de vapor de água)

7. Energia associada aos gases de combustão: Q_F

O seu cálculo pode ser feito através de ábacos, conforme o tipo de combustível. Normalmente, este tipo de ábacos é referente ao valor de PCI, porém, sempre que se use o PCS considera-se energia perdida nos gases de combustão a energia de condensação do vapor de água mais a resultante da combustão, sendo necessário fazer a seguinte correção:

$$\text{Caudal}_{H_2O} \times 2510 \text{ kJ}$$

No caso de elevados excessos de ar teremos então:

$$Q_F = \dot{m}_g \times (C_g \times (T_g - T_r) + W_g (1,9 \times (T_g - T_r) + 2480)) \quad (7)$$

Onde:

C_g : Calor específico dos gases secos

$C_g = 1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ para o ar

$C_g = 1,1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ para gases de combustão com baixo excesso de ar

T_g = Temperatura dos gases ($^\circ\text{C}$)

T_r = Temperatura de referência ($^\circ\text{C}$)

\dot{m}_g = Caudal mássico de gases secos (kg/h)

W_g = Teor de humidade dos gases, para o presente caso de estudo assume o valor de 0,009 kg vapor/kg ar seco.

8. Energia associada aos inqueimados nos gases de combustão: Q_{co}

$$Q_{co} = \frac{\frac{K \times (CO) \times (1 - 0,1 \times (P_{cv} + P_{cf}))}{(CO) + (CO_2)} \times PCI \times \dot{m}_c}{100} \quad (8)$$

Onde:

Q_{co} = Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (kJ/h)

$P_{cv} + P_{cf}$ = Perdas de combustível nas cinzas (%)

CO = Monóxido de carbono nos gases de combustão (% volume)

CO₂ = Dióxido de carbono nos gases de combustão (% volume)

K = Constante que depende do combustível utilizado

Os valores da constante K para alguns tipos de combustíveis encontram-se na tabela 3.3 [12].

Tabela 3.3 Valores da constante K para alguns combustíveis [12].

| Combustível | Valor de K |
|-----------------------------|------------|
| Carvão betuminoso | 63 |
| Gasóleo | 53 |
| Óleos (thick, thin, burner) | 54 |
| Propano | 48 |
| Gás Natural | 37 |

9. Perdas de energia por radiação e convecção natural, $Q_{\text{radiação+convecção}}$

Para determinar as perdas de energia por radiação e convecção natural é necessário conhecer a potência da caldeira para selecionar a percentagem de perdas relativa à capacidade nominal a utilizar nos cálculos. Após obter o valor de potência recorre-se à tabela 3.4 [12].

Tabela 3.4 Percentagem de perdas à capacidade nominal (considerada máxima) para vários tipos de caldeira.[12].

| Tipo de Caldeira | Perdas à Capacidade Nominal Qp (%) |
|---|------------------------------------|
| Caldeira de tubo de água e de tubos de fumo com capacidade ≥ 5 MW | 1.4 |
| Caldeira tubos de água ou tubos de fumo com capacidade entre 2 e 5 MW | 1.6 |
| Caldeira tubos de água e de tubos de fumo com capacidade < 2 MW | 2.0 |
| Caldeiras de refractário, caldeiras de tubos de fumo com topo seco e caldeiras com soleira em refractário | 3.0 |
| Caldeira de água quente em F.F. | 4.5 |

As perdas são referidas à capacidade máxima da caldeira. Nos casos em que a caldeira se encontre a regimes inferiores pode considerar-se que as perdas variam na proporção inversa da razão entre o consumo atual de combustível e o que se verifica à capacidade máxima [12].

Após a seleção de percentagem de perdas de energia à capacidade nominal (Qp) pode-se calcular o calor perdido por radiação e convecção:

$$Q_{\text{radiação+convecção}} = \frac{Qp \times \frac{\text{vaporização máxima}}{\text{caudal de vapor produzido}}}{100} \times PCI \times \dot{m}_c \quad (9)$$

10. Calor perdido nas purgas: Qpp

O calor perdido nas purgas pode ser calculado pela equação (12):

$$Q_{pp} = \frac{(T_p - T_{ag}) \times (p) \times (100 - E_p)}{(T_p - T_{ag}) \times (p) + (100 - (p)) \times (660 - T_{ag})} \times PCI \times \dot{m}_c \quad (10)$$

Onde:

Qpp = Perdas de calor associadas às purgas (kJ/h)

T_p = Temperatura das purgas medida após qualquer recuperação de calor existente (°C)

T_{ag} = Temperatura da água de alimentação à caldeira (°C)

p = % das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor “Flash”)

E_p = Somatório de todas as perdas referidas nas equações anteriores (Σ perdas gases combustão, cinzas, etc.)

O valor de p pode ser obtido a partir das análises da água em termos de total de sólidos dissolvidos (TDS) [12].

$$p = \frac{TDS_{ag}}{TDS_p} \times 100 \quad (11)$$

TDS_{ag} = Sólidos dissolvidos na água de alimentação

TDS_p = Sólidos dissolvidos nas purgas

11. Balanço de energia

$$Q_c + Q_{sc} + Q_{ar} + Q_{har} + Q_{ag} = Q_v + Q_F + Q_{co} + Q_{radiação+convecção} + Q_p \quad (12)$$

12. Rendimento energético

$$\eta = \frac{Energia_{útil}}{Energia_{totalentrada}} \times 100 \quad (13)$$

De onde para um gerador de vapor a eficiência é calculada de acordo com a equação (14):

$$\eta = \frac{Q_v}{Q_c + Q_{sc} + Q_{ar} + Q_{har} + Q_{ag}} \times 100 \quad (14)$$

É também frequente considerar como calor útil a diferença entre o calor total do vapor produzido e o calor sensível da água de alimentação e como calor total entrado apenas o calor de combustão [12], sendo a eficiência calculada pela equação (15).

$$\eta = 100 \times \frac{Q_v - Q_{ag}}{Q_c} \quad (15)$$

3.3.2 Método das perdas – equações básicas

Nesta secção são apresentadas todas as perdas de energia associadas à caldeira, calculadas segundo o “Relatório Final de Acção de Promoção de Eficiência Energética em Caldeiras de Vapor e termofluido” de F. Oliveira, redigido em 2010.

1. Perdas de energia associadas ao combustível nas cinzas volantes [12] (P_{cv})

$$P_{cv} = \frac{A + F_{ci} \times C_{cc} \times 33820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times P_{ci}} \quad (16)$$

Onde:

P_{cv} = perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (%)

A = Fração em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)

F_{ci} = Fração em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível

C_{cc} = Fração em peso do combustível nas cinzas volantes

2. Perdas de energia associadas ao combustível nas cinzas de fundo (P_{cf})

A equação é idêntica à equação (16) substituindo as cinzas volantes pelas cinzas de fundo [12].

3. Perdas de energia associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{gc})

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times (1 - \frac{P_{cf} + P_{cv}}{100})}{CO_2} \quad (17)$$

Onde:

P_{gc} = perdas de energia associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (%)

T_g = Temperatura gases de combustão à saída da caldeira (°C)

T_a = Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira (°C)

$P_{cv} + P_{cf}$ = Perdas acima referidas (%)

CO_2 = % em volume de CO_2 presente nos gases de combustão

K = Constante que depende do combustível utilizado Valores de K para cálculos com base no P_{ci}

O valor da constante K , está tabelado para alguns tipos de combustível, na tabela 3.5.

Tabela 3.5 Valores da constante K para alguns tipos de combustíveis [12].

| Combustível | Valor de K |
|----------------------------|--------------|
| Carvão betuminoso | 0.66 |
| Gasóleo | 0.51 |
| Thick, thin, burner, óleos | 0.54 |
| Propano | 0.45 |
| Gás natural | 0.35 |

Os valores de K também podem ser calculados para qualquer hidrocarboneto, usando a equação (17) [12] tendo sido esta a considerada neste trabalho:

$$K = \frac{255 \times C}{P_{ci}} \quad (18)$$

Onde:

C = % em peso de carbono presente no combustível (nas condições de queima).

4. Perdas de energia associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (P_{H_2O})

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{P_{ci}} \quad (19)$$

Onde:

P_{H_2O} = perdas de energia associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%)

m_{H_2O} = % em peso da humidade no combustível nas condições de queima

H = % em peso de hidrogénio no combustível nas condições de queima

Os valores de percentagem em peso da humidade no combustível e de hidrogénio nas condições de queima encontram-se tabelados para alguns tipos de combustíveis na tabela 3.6 [12].

Tabela 3.6 Valores de percentagem em peso da humidade do combustível e de hidrogénio no combustível para as condições de queima.

| Combustível | % em peso de hidrogénio | % em peso de humidade |
|----------------------------------|-------------------------|-----------------------|
| Coque | 2,0 | 2,0 |
| Antracite | 3,0 | 1,0 |
| Carvão betuminoso | 4,0 | 7,0 |
| Gasóleo | 13,0 | - |
| “Thick”, “thin” e “burner” óleos | 11,5 | - |
| GPL (Propano) | 18,2 | - |
| Gás Natural | 21,6 | - |
| Turfa | 6,4 | 20,0 |
| Madeira | 6,8 | 15,0 |

5. Perdas de energia associadas a inqueimados nos gases de combustão (P_{CO})

$$P_{CO} = \frac{K_1 \times CO \times (1 \times 0,1 \times (P_{cv} + P_{cf}))}{CO + CO_2} \quad (20)$$

Onde:

P_{CO} = perdas de energia associadas a in queimados nos gases de combustão (%)

$P_{cv} + P_{cf}$ = Perdas de combustível nas cinzas (%)

% CO = Monóxido de carbono nos gases de combustão

(% volume) CO_2 = Dióxido de carbono nos gases de combustão

(% volume) K_1 = Constante que depende do combustível utilizado

O valor da constante K_1 está tabelado, para alguns tipos de combustível, na tabela 3.3.

6. Perdas de energia por radiação e convecção natural ($P_{\text{radiação+convecção}}$)

Para determinar as perdas por radiação e convecção natural é necessário conhecer a potência da caldeira para selecionar a percentagem de perdas à capacidade nominal a utilizar nos cálculos tal como já foi referido no cálculo do calor perdido por radiação e convecção no método do balanço de energia (secção 3.3.1).

7. Energia perdida nas purgas, (P_P)

$$P_P = \frac{(T_p - T_{ag}) \times (p) \times (100 - E_p)}{(T_p - T_{ag}) \times (p) + (100 - (p)) \times (660 - T_{ag})} \quad (21)$$

Onde:

P_P = perdas de calor associadas às purgas (%)

T_p = Temperatura das purgas após qualquer recuperação de calor existente (°C)

T_{ag} = Temperatura da água de alimentação à caldeira (°C)

P = % das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor "Flash")

E_p = Somatório de todas as perdas referidas nas equações anteriores

8. Equação para cálculo do rendimento pelo método das perdas

$$\eta = 100 - \Sigma \text{ de todas as perdas (\%)} \quad (22)$$

4. Resultados obtidos

Para que fosse possível efetuar os cálculos necessários para a determinação da eficiência da caldeira, foram realizadas leituras experimentais de vários parâmetros, e efetuados cálculos auxiliares para determinação de outros, estando ambos presentes no anexo A.

Para além disso foi importante ter em conta a pressão relativa de funcionamento da caldeira, 2300 kPa que se traduz numa pressão absoluta de 2400 kPa.

O rendimento do gerador de vapor em questão foi calculado através dos dois métodos descritos anteriormente: pelo método do balanço de energia (método direto) e pelo método das perdas.

4.1 Balanço de energia (método direto)

Entradas:

- $Q_c = \dot{m}_c \times PCI$

$$Q_c = 187,5 \times 40964,231 = 7,68 \times 10^6 \text{ kJ/h}$$

- $Q_{sc} = \dot{m}_c \times \overline{Cp}_{comb} \times (T_{comb} - T_r) = 0$, uma vez que se considerou que a temperatura de referência é igual à temperatura ambiente.
- $Q_{ar} = \dot{m}_{ar} \times \overline{Cp}_{ar} \times (T_{ar} - T_r) = 0$, uma vez que se considerou que a temperatura de referência é igual à temperatura ambiente.
- $Q_{har} = \dot{m}_{hum} \times \overline{Cp}_{hum} \times (T_{ar} - T_r) = 0$, uma vez que se considerou que a temperatura de referência é igual à temperatura ambiente.
- $Q_{ag} = \dot{m}_{ag} \times \overline{Cp}_{ag} \times (T_{ag} - T_r) = 3812 \times 4,18 \times (82,22 - 23,93) = 9,30 \times 10^5 \text{ kJ/h}$

Saídas:

- $Q_v = \dot{m}_{vapor} \times \lambda_v = 3512 \times (2800,4 - 951,929) = 7,42 \times 10^6 \text{ kJ/h}$

O valor de calor latente de vaporização é lido nas tabelas da água para a pressão absoluta de funcionamento da caldeira de 2400 kPa, como se pode verificar no anexo B.

- $Q_F = \dot{m}_g \times (C_g \times (T_g - T_r) + W_g (1,9 \times (T_g - T_r) + 2480)) =$
 $= 3363,19 \times (1,1 \times (277,06 - 0) + 0,009 \times (1,9 \times (277,06 - 0) + 2480)) =$
 $1,03 \times 10^3 \text{ kJ/h}$

- $Q_{CO} = \frac{K \times (CO) \times (1 - 0,1 \times (P_{cv} + P_{cf}))}{(CO) + (CO_2)} \times PCI \times \dot{m}_c =$
 $= \frac{54 \times 0,00323}{(0,00323 + 12,871)} \times 40964,231 \times 187,5 =$
 $= 1,04 \times 10^3 \text{ kJ/h}$

Recorrendo à tabela 3.3 selecionou-se o valor de K=54.

- $Q_{\text{radiação+convecção}}$

Como é possível verificar na tabela 2.1, apresentada para as características da caldeira, a potência nominal da mesma é de 6,6 MW, selecionando-se então uma percentagem de perdas de energia à capacidade nominal de 1,4 % na tabela 3.4.

Feita esta seleção:

$$Q_{\text{radiação+convecção}} =$$

$$\frac{Q_p \times \frac{\text{vaporização máxima}}{\text{caudal de vapor produzido}}}{100} \times PCI \times \dot{m}_c =$$

$$\frac{1,4 \times \frac{7000}{3512}}{100} \times 40964,231 \times 187,5 = 1,08 \times 10^3 \text{ kJ/h}$$

$$\bullet \quad Q_{pp} = \frac{(T_p - T_{ag}) \times (p) \times (100 - E_p)}{(T_p - T_{ag}) \times (p) + (100 - (p)) \times (660 - T_{ag})} \times PCI \times \dot{m}_c =$$

$$= \frac{(221,78 - 82,22) \times 7,87 \times (100 - 13,8)}{(221,78 - 82,22) \times 7,87 + (100 - 7,87) \times (660 - 82,22)} \times 40964,23 \times 187,5 =$$

$$= 1,34 \times 10^5 \text{ kJ/h}$$

$$(p) = \frac{(\text{caudal de água à entrada da caldeira} - \text{caudal de vapor produzido})}{\text{caudal de água à entrada da caldeira}} \times 100$$

A temperatura das purgas, T_p , é lida nas tabelas da água à pressão absoluta de funcionamento da caldeira (2400 kPa).

- Balanço de energia – entradas de energia

$$\begin{aligned}
 Q_c + Q_{sc} + Q_{ar} + Q_{har} + Q_{ag} &= \\
 &= 7,68 \times 10^6 + 0 + 0 + 0 + 9,30 \times 10^5 = \\
 &= 8,61 \times 10^6 \text{ kJ/h}
 \end{aligned}$$

- Balanço de energia – saídas de energia

$$\begin{aligned}
 Q_v + Q_F + Q_{co} + Q_{radiação+convecção} + Q_p &= \\
 &= 7,42 \times 10^6 + 1,03 \times 10^3 + 1,04 \times 10^3 + 1,08 \times 10^3 + 1,08 \times 10^3 + 1,34 \times 10^5 = \\
 &= 8,56 \times 10^6 \text{ kJ/h}
 \end{aligned}$$

O valor obtido para a soma das entradas de energia, é muito próximo do valor obtido para a soma das saídas de energia, o que demonstra que o balanço de energia se verifica.

- $$\begin{aligned}
 \eta &= \frac{Q_v}{Q_c + Q_{sc} + Q_{ar} + Q_{humar} + Q_{ag}} \times 100 = \\
 &= \frac{7,42 \times 10^6}{7,68 \times 10^6 + 0 + 0 + 0 + 9,30 \times 10^5} \times 100 = \\
 &= 86,18 \%
 \end{aligned}$$

4.2 Método das perdas

- $P_{cv} = \frac{A + F_{ci} \times C_{cc} \times 33820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times P_{ci}} = 0$, pois considera-se que a presença de cinzas no combustível é desprezável.
- $P_{cf} = 0$, pois considera-se que a presença de cinzas no combustível é desprezável.
- $P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times (1 - \frac{P_{cf} + P_{cv}}{100})}{CO_2} = \frac{0,54 \times (277,06 - 23,03) \times (1 - 0)}{12,87} = 10,62 \%$

Recorreu-se à tabela 3.5 para consultar o valor de K para o tipo de combustível fuelóleo, sendo este de 0,54.

- $$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{P_{ci}} =$$

$$= \frac{(0,032 + 9 \times 2,119) \times (210 - 4,2 \times 23,93 + 2,1 \times 277,06)}{40964,231} =$$

$$= 0,322 \%$$

- Perdas de energia por radiação e convecção natural

Como é possível verificar na tabela 2.1 apresentada para as características da caldeira, a potência nominal da mesma é de 6,6 MW, selecionando-se então uma percentagem de perdas à capacidade nominal de 1,4 % na tabela 3.4.

Feita esta seleção:

Qradiação + convecção =

$$Qp \times \frac{\text{vaporização máxima}}{\text{caudal de vapor produzido}} =$$

$$1,4 \times \frac{7000}{3512} = 2,79 \%$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad P_{pp} &= \frac{(T_p - T_{ag}) \times (p) \times (100 - E_p)}{(T_p - T_{ag}) \times (p) + (100 - (p)) \times (660 - T_{ag})} = \\ &= \frac{(221,78 - 82,22) \times 7,87 \times (100 - 13,8)}{(221,78 - 82,22) \times 7,87 + (100 - 7,87 \times (660 - 82,22))} = \\ &= 1,74 \% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bullet \quad \eta &= 100 - \Sigma \text{ de todas as perdas} = \\ &= 100 - (0 + 0 + 10,62 + 0,322 + 0,014 + 2,79 + 1,74) = \\ &= 84,51 \% \end{aligned}$$

4.3 Comparação dos resultados experimentais com os resultados obtidos:

Para além dos valores de análise dos gases de combustão da caldeira, o aparelho utilizado registou também os valores de eficiência bruta, eficiência líquida e de excesso de ar.

A eficiência bruta traduz-se na eficiência bruta da combustão, que consiste em verificar a relação entre a quantidade de energia contida no vapor produzido e a energia utilizada para a produção desse mesmo vapor.

A eficiência líquida é a eficiência líquida da combustão e é a relação entre a quantidade de energia no vapor produzido e a energia utilizada para a produção desse mesmo vapor, mas considerando também a energia gasta pelo equipamento mesmo não estando a produzir vapor.

O excesso de ar é a quantidade de ar extra introduzido na caldeira para assegurar a combustão estequiométrica, ou seja, este excesso de ar, tem como função garantir que entra na caldeira o oxigénio necessário para a combustão de todo o combustível.

Nas tabelas 4.1, 4.2 e 4.3 encontram-se os valores registados para os três períodos de medição efetuados.

Tabela 4.1 Valores de eficiência bruta, eficiência líquida e excesso de ar registados para a medição nº1.

| Caldeira registo nº1 | | | | | |
|----------------------|-------------|---------|----------------------|------------------------|-------------------|
| Prelativa (bar) | Pcomb (bar) | Leitura | Eficiência bruta (%) | Eficiência líquida (%) | Excesso de ar (%) |
| 23 | 12 | 1 | 75 | 81,5 | 20,3 |
| | | 2 | 76 | 82,6 | 21,7 |
| | | 3 | 76,2 | 82,8 | 22 |
| | | 4 | 76,2 | 82,9 | 20,1 |
| | | 5 | 76,5 | 83,1 | 20,9 |
| | | 6 | 76,2 | 82,9 | 23 |
| | | 7 | 77 | 83,7 | 22,2 |
| | | 8 | 77,2 | 83,9 | 21,1 |
| Média | | | 76.29 | 82.93 | 21.41 |

Tabela 4.2 Valores de eficiência bruta, eficiência líquida e excesso de ar registrados para a medição nº2.

| Caldeira registro nº2 | | | | | |
|-----------------------|-------------|---------|----------------------|------------------------|-------------------|
| Prelativa (bar) | Pcomb (bar) | Leitura | Eficiência bruta (%) | Eficiência líquida (%) | Excesso de ar (%) |
| 23 | 12 | 1 | 76,6 | 83,3 | 21,3 |
| | | 2 | 77,2 | 83,9 | 20,7 |
| | | 3 | 77,5 | 84,3 | 19,8 |
| | | 4 | 76,9 | 83,7 | 20,6 |
| | | 5 | 77,3 | 84,1 | 21 |
| | | 6 | 77,1 | 83,9 | 20,5 |
| | | 7 | 77,6 | 84,3 | 19,8 |
| | | 8 | 77,6 | 84,4 | 21,1 |
| Média | | | 77,23 | 83,99 | 20,60 |

Tabela 4.3 Valores de eficiência bruta, eficiência líquida e excesso de ar registrados para a medição nº3.

| Caldeira registro nº3 | | | | | |
|-----------------------|-------------|---------|----------------------|------------------------|-------------------|
| Prelativa (bar) | Pcomb (bar) | Leitura | Eficiência bruta (%) | Eficiência líquida (%) | Excesso de ar (%) |
| 23 | 12 | 1 | 76,3 | 83,1 | 21,4 |
| | | 2 | 76,8 | 80,1 | 21,3 |
| | | 3 | 77,5 | 84,3 | 20,1 |
| | | 4 | 76,5 | 81,7 | 21,5 |
| | | 5 | 77,3 | 81,8 | 20,6 |
| | | 6 | 77,7 | 84,6 | 19,7 |
| | | 7 | 77,4 | 84,2 | 19,8 |
| | | 8 | 77,9 | 86,1 | 21,1 |
| Média | | | 77,18 | 83,24 | 20,69 |

O valor utilizado para comparação de resultados foi o de eficiência líquida, uma vez que este tem em consideração todos os gastos de energia utilizados para a produção de vapor. Para isso, utilizou-se o valor de média para os três registros efetuados, presente na tabela 4.4.

Tabela 4.4 Média total para os valores de eficiência bruta, eficiência líquida e excesso de ar.

| Prelativa (bar) | Pcomb (bar) | Registro | Eficiência bruta (%) | Eficiência líquida (%) | Excesso de ar (%) |
|-----------------|-------------|----------|----------------------|------------------------|-------------------|
| 23 | 12 | 1 | 76,29 | 82,93 | 21,41 |
| | | 2 | 77,23 | 83,99 | 20,60 |
| | | 3 | 77,18 | 83,24 | 20,69 |
| Média total | | | 76,90 | 83,38 | 20,90 |

Os valores de rendimento obtidos foram de 86,18 % para o método direto e de 84,51 % para o método das perdas.

O valor final obtido experimentalmente através da leitura efetuada pelo equipamento Testo 310-Analisador de gases de combustão para a eficiência líquida é de 83,38 %, bastante próximo do rendimento obtido pelo método das perdas, sendo este método o mais utilizado no cálculo de rendimento de geradores de vapor, ou seja, pode concluir-se que o gerador de vapor está a funcionar corretamente e que o seu rendimento pode ser considerado bastante razoável.

Uma vez que estamos perante uma caldeira aquatubular e com todas as características já mencionadas no capítulo referente ao gerador de vapor, é correto afirmar que o valor de rendimento poderia ser maior, uma vez que é possível obter rendimentos até 94 %. Para provocar um aumento de eficiência existem alguns fatores a ter em conta [11]:

- ✓ Composição do combustível;
- ✓ Controlo de entradas indesejáveis de ar;
- ✓ Limpeza correta da caldeira e manutenção da mesma;
- ✓ Controlo das temperaturas do ar de combustão e dos gases à saída da caldeira;
- ✓ Correta distribuição de temperatura, entre as paredes aquecidas;
- ✓ Minimização das perdas.

4.4 Reaproveitamento da energia dos gases de combustão para aquecimento do ar de combustão utilizando um permutador de calor

Para existir um reaproveitamento da energia contida nos gases de combustão, dimensionou-se um permutador de calor de fluxo cruzado de forma a pré-aquecer o ar de combustão à entrada da caldeira de forma a aumentar a eficiência da caldeira aquatubular estudada na presente dissertação [13].

Equação de projeto para transferência de calor aplicada a um permutador de calor:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{média} \quad (23)$$

Onde:

Q: potência térmica, W

U: coeficiente global de transferência de calor do permutador, W(m².K)

A: área da superfície de transferência de calor, m²

$\Delta T_{média}$: média logarítmica da diferença de temperatura entre os fluidos, K

No caso de permutadores de fluxo cruzado, onde o escoamento se afasta das condições de contracorrente ou coocorrente puras, a média da diferença de temperatura é calculada utilizando a equação (24):

$$\Delta T_{média} = \Delta T_{lm} = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}}\right)} \times F \quad (24)$$

onde:

ΔT_{lm} : Temperatura média logarítmica, °C, obtida em condições de contracorrente

T_{qe}: Temperatura do fluido quente à entrada do permutador, °C

T_{qs}: Temperatura do fluido quente à saída do permutador, °C

T_{fe}: Temperatura do fluido frio à entrada do permutador, °C

T_{fs}: Temperatura do fluido frio à saída do permutador, °C

F: Fator de correcção da diferença de temperatura logarítmica média

Para o caso do permutador dimensionado, o valor de F pode ser encontrado, consultando a figura 4.1 aplicada a permutadores de fluxo cruzado, com uma passagem, para o fluido misturado e outra para o fluido não misturado, e que define que T1 (Tqe) é a temperatura de entrada do fluido misturado (não circula no interior dos tubos) e T2 (Tqs) a temperatura de saída do mesmo, sendo, t1 (Tfe) a temperatura de entrada no permutador do fluido não misturado (circula no interior dos tubos) e t2 (Tfs) a temperatura de saída do mesmo [13]. O fator de conversão, F, é dependente das temperaturas dos fluidos e do tipo de permutador, sendo por norma correlacionado em função de dois parâmetros adimensionais, R e S que se definem:

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_1} \quad (25)$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (26)$$

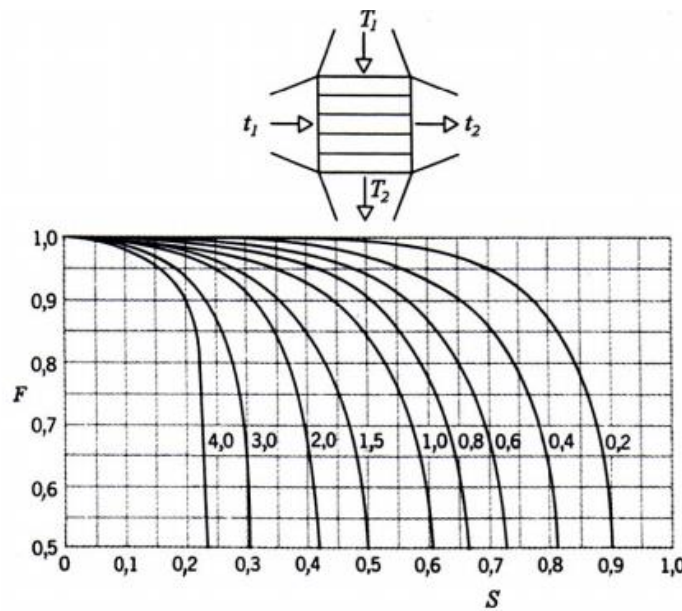


Figura 4.1 Fator de correção para um permutador de fluxo cruzado, com uma passagem, um dos fluídos misturado e o outro não misturado.

A equação de projeto então utilizada para o dimensionamento do permutador de fluxo cruzado resulta então na seguinte:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{lm} \times F \quad (27)$$

O valor do coeficiente global de transferência de calor, U, pode ser determinado recorrendo à resistência total da transferência de calor, que se traduz na seguinte equação:

$$Rt = \frac{1}{U_i.A_i} = \frac{1}{U_e.A_e} = \frac{1}{h_i.A_i} + \frac{\Delta x}{k_p.A_{lm}} + \frac{1}{h_e.A_e} + Rfi + Rfe \quad (28)$$

Onde:
 A_{lm} : área média logarítmica (m^2);
 h_i e h_e : coeficientes peliculares de transferência de calor para os fluidos no interior e no exterior do tubo, respetivamente ($W/m^2.K$);
 k_p : condutividade térmica da parede do tubo;
 Rfi e Rfe : resistências térmicas de sujamento associadas à parede interior e à parede exterior do tubo;
 U_i e U_e : coeficientes globais de transferência de calor baseados nas áreas das superfícies de transferência de calor interna e externa, respetivamente ($W/m^2.K$);
 Δx : espessura da parede do tubo (m).

Para o projeto do permutador é necessário recorrer à relação entre a potência térmica em causa e as temperaturas de entrada dos fluídos frio e quente. Uma vez que se considera que o sistema é termicamente isolado, desprezando as variações de energia cinética e potencial, tendo em conta que os fluídos não sofrem mudança de fase e considerando que os calores específicos se mantêm constantes, é possível recorrer às equações (29) e (30) [13]:

Para o fluido quente:

$$q_q = \dot{m}_q \times cp_q \times (T_{qe} - T_{qs}) \quad (29)$$

Para o fluido frio:

$$q_f = \dot{m}_f \times cp_f \times (T_{fs} - T_{fe}) \quad (30)$$

onde:
 q : potência térmica;
 cp_q : calor específico do fluido quente;
 cp_f : calor específico do fluido frio;
 \dot{m}_q : caudal mássico do fluido quente.
 \dot{m}_f : caudal mássico do fluido frio;

✓ **Transferência de calor por convecção forçada**

O fenómeno de convecção forçada é um mecanismo de transporte de calor gerado por uma fonte externa, como bombas, ventiladores, dispositivos de sucção, entre outros.

Existem relações empíricas estabelecidas para cada tipo de fenómeno de transferência de calor. Neste caso, recorreu-se às estabelecidas para transferência de calor por convecção forçada no interior de tubos e no exterior de várias geometrias [13].

No interior de tubos

Os valores de Reynolds, Prantl e Nusselt podem ser obtidos através das equações (31), (32) e (33):

$$Re = \frac{\rho \times v \times Di}{\mu} \quad (31)$$

$$Nu = \frac{h \times Di}{k} \quad (32)$$

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k} \quad (33)$$

onde:

Re: número de Reynolds;

v: velocidade média do fluido;

μ : viscosidade do fluido;

Di: diâmetro interno do tubo;

Nu: número de Nusselt;

h: coeficiente pelicular de transferência de calor por convecção do fluido;

k: condutividade térmica do fluido;

Pr: número de Prandtl;

c_p : calor específico do fluido.

Para o caso do Reynolds ser superior a 6000, o valor de Prandtl pertencer ao intervalo [0,7;16000] e a razão entre o comprimento do tubo, L e do diâmetro interno, Di, for superior a 60, considera-se que [13]:

$$Nu = \frac{h \times Di}{k} = 0,027 \times Re^{0,8} \times Pr^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (34)$$

No exterior de várias geometrias

Para o presente caso de estudo, em que o escoamento se dá em torno de um cilindro (tubo) cujo eixo é perpendicular à direção de escoamento, consideram-se as equações (35) e (36):

$$Re = \frac{\rho \times v_{m\acute{a}x} \times De}{\mu} \quad (35)$$

$$Nu = \frac{h \times De}{k} = C \times Re^m \times Pr^{\frac{1}{3}} \quad (36)$$

onde:

$v_{m\acute{a}x}$: velocidade máxima do fluido no feixe;

De: diâmetro externo do tubo;

C e m: constantes estabelecidas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor

Para um fluido a escoar perpendicularmente a um feixe de tubos, sabendo o tipo de arranjo e a razão entre a distância entre dois centros dos tubos (S_n (na vertical); S_p (na horizontal)) e o diâmetro externo é possível encontrar C e m na tabela 4.5 [13]:

Tabela 4.5 Valores de C e m para calcular o coeficiente de transferência de calor para um fluido a escoar perpendicularmente a um feixe de tubos

| | $\frac{S_n}{D_o} = \frac{S_p}{D_o} = 1,25$ | | $\frac{S_n}{D_o} = \frac{S_p}{D_o} = 1,50$ | | $\frac{S_n}{D_o} = \frac{S_p}{D_o} = 2,0$ | |
|------------------|--|----------|--|----------|---|----------|
| Arranjo | C | m | C | m | C | m |
| Feixe alinhado | 0,386 | 0,592 | 0,278 | 0,620 | 0,254 | 0,632 |
| Feixe escalonado | 0,575 | 0,556 | 0,511 | 0,562 | 0,535 | 0,556 |

4.4.1 Dimensionamento do permutador de calor

Considerações:

1. Pretende-se aquecer o ar de 23,93 °C para 50°C.
2. Fluido frio (ar) circula no interior dos tubos e o fluido quente (gases de combustão) no exterior dos tubos;
3. Para consulta de propriedades admitiu-se que os gases de combustão possuem propriedades idênticas às do ar;
4. Dn (diâmetro nominal) = 1"
5. Schedule number (Sch) = 40;
6. Comprimento dos tubos = 0,4 m;
7. Tipo de feixe: alinhado;

Todos os dados e cálculos auxiliares àqueles que se seguem estão localizados no anexo D e E.

Arbitrando 25 tubos

$$R_t = \frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{U_e \cdot A_e} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{\Delta x}{k_p \cdot A_{lm}} + \frac{1}{h_e \cdot A_e} + R_{fi} + R_{fe}$$

Considerando as resistências por condução desprezáveis e as resistências térmicas de sujamento associadas à parede interior e à parede exterior do tubo nulas:

$$\frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_e \cdot A_e}$$

✓ Cálculo de h_i :

$$Re = \frac{\rho_i \times v_i \times D_i}{\mu_i}$$

$$Re = \frac{1,1614 \times 54,37 \times 0,02664}{1,85 \times 10^{-5}} =$$

$$= 9,11 \times 10^4$$

$$Nu = \frac{h_i \times Di}{k_i} = 0,027 \times Re^{0,8} \times Pr^{\frac{1}{3}} \times \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

↔

$$\frac{h_i \times 0,02664}{0,0263} = 0,027 \times (9,11 \times 10^4)^{0,8} \times 0,707^{\frac{1}{3}} \times 1$$

↔

$$h_i = 220 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

✓ **Cálculo de he:**

$$Re = \frac{\rho \times v_{m\acute{a}x} \times De}{\mu}$$

↔

$$Re = \frac{0,6329 \times 88,17 \times 0,0334}{2,88 \times 10^{-5}}$$

↔

$$Re = 6,46 \times 10^4$$

$$Nu = \frac{h_e \times De}{k_e} = C \times Re^m \times Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$\leftrightarrow$$

$$\frac{h_e \times De}{k_e} = C \times Re^m \times Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$\leftrightarrow$$

$$\frac{h_e \times 0,0334}{0,0439} = 0,386 \times (6,46 \times 10^4)^{0,592} \times 0,683^{\frac{1}{3}}$$

$$\leftrightarrow$$

$$h_e = 315 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

✓ **Cálculo de U_i :**

$$\frac{1}{U_i \cdot A_i} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{1}{h_e \cdot A_e}$$

$$\leftrightarrow$$

$$\frac{A_i}{U_i \cdot A_i} = \frac{A_i}{h_i \cdot A_i} + \frac{A_i}{h_e \cdot A_e}$$

$$\leftrightarrow$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{A_i}{h_e \cdot A_e}$$

$$\leftrightarrow$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{D_i}{h_e \cdot De}$$

$$\leftrightarrow$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{D_i}{h_e \cdot De}$$

$$\leftrightarrow$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{220} + \frac{0,02664}{315 \times 0,0334}$$

$$\leftrightarrow$$

$$U_i = 141 \, W/m^2 \cdot K$$

✓ **Verificação do número de tubos:**

$$Q = U \times A \times \Delta T_{lm} \times F$$

$$\leftrightarrow$$

$$Q = U \times \pi \times Di \times N_t \times L \times \Delta T_{lm} \times F$$

$$\leftrightarrow$$

$$23101,46 = 141 \times \pi \times 0,02664 \times N_t \times 0,4 \times 228 \times 1$$

↔

$$N_t = 21 < 25$$

Verificou-se que o número de tubos arbitrado está dentro do previsto.

✓ **Cálculo da área do permutador**

$$A_p = \pi \times Di \times N_t \times L$$

$$A_p = \pi \times 0,02664 \times 25 \times 0,4 =$$

$$= 0,8 \text{ m}^2$$

Para que seja possível fazer o reaproveitamento da energia de contida nos gases de combustão à saída da caldeira, é necessário um permutador com pelo menos 0,8 m² de área, garantindo assim que toda a transferência de calor se realiza, aumentando a temperatura do ar de combustão que passaria então a entrar no gerador de vapor com pelo menos 50 °C.

4.4.2 Verificação do impacto do aumento da temperatura do ar de combustão na eficiência do gerador de vapor.

Para verificar o impacto do aumento da temperatura do ar de combustão na eficiência do gerador de vapor, realizaram-se novos cálculos para a eficiência através do método das perdas, assumindo como temperatura de entrada do ar de combustão o valor de 50°C. Selecionou-se este valor, pois um valor demasiado superior na temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira poderia ser prejudicial ao equipamento, uma vez que poderá ocorrer uma explosão antes do ar de combustão atingir o queimador, caso exista, por exemplo, uma fuga de combustível na mesma.

- $P_{cv} = \frac{A + F_{ci} \times C_{cc} \times 33820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times P_{ci}} = 0$, pois considera-se que a presença de cinzas no combustível é desprezável.
- $P_{cf} = 0$, pois considera-se que a presença de cinzas no combustível é desprezável.
- $P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times (1 - \frac{P_{cf} + P_{cv}}{100})}{CO_2} = \frac{0,54 \times (277,06 - 50) \times (1 - 0)}{12,87} = 9,53 \%$

Recorrendo à tabela 3.5, verifica-se que o valor de K para o combustível fuelóleo é de 0,54.

- $$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{P_{ci}} =$$

$$= \frac{(0,032 + 9 \times 2,119) \times (210 - 4,2 \times 50 + 2,1 \times 277,06)}{40964,231} =$$

$$= 0,27 \%$$

- Perdas por radiação e convecção

Como é possível verificar na tabela 2.1 apresentada para as características da caldeira, a potência nominal da mesma é de 6,6 MW, selecionando-se então uma percentagem de perdas à capacidade nominal de 1,4 % na tabela 3.4.

Feita esta seleção:

Qradiação + convecção =

$$Qp \times \frac{\text{vaporização máxima}}{\text{caudal de vapor produzido}} =$$

$$1,4 \times \frac{7000}{3512} = 2,79 \%$$

$$\bullet \quad P_{pp} = \frac{(T_p - T_{ag}) \times (p) \times (100 - E_p)}{(T_p - T_{ag}) \times (p) + (100 - (p)) \times (660 - T_{ag})} =$$

$$= \frac{(221,78 - 82,22) \times 7,87 \times (100 - 12,6)}{(221,78 - 82,22) \times 7,87 + (100 - 7,87) \times (660 - 82,22)} =$$

$$= 1,77 \%$$

$$\bullet \quad \eta = 100 - \Sigma \text{ de todas as perdas} =$$

$$= 100 - (0 + 0 + 9,53 + 0,27 + 0,014 + 2,80 + 1,77) =$$

$$= 85,6 \%$$

• *aumento da eficiência =*

$$= \eta_{T_{ar}=50} - \eta_{T_{ar}=23,93} =$$

$$= 85,62 - 84,5 =$$

$$= 1,12 \%$$

Verificou-se que o aumento da temperatura do ar de combustão à entrada de 23,93 °C para 50°C, apenas se reflete na eficiência em 1,12 %, valor pouco significativo. Como tal, não se justificaria o investimento no permutador, uma vez que a melhoria obtida origina um valor tão baixo. Visto isto, não se aconselha a compra do permutador. Realizaram-se os cálculos de eficiência caso a temperatura do ar de combustão fosse aumentada para 80°C, mas uma vez que a eficiência só aumentaria 2,16%, não se considerou. Poder-se-ia estudar outros valores de aumento na temperatura do ar de combustão e a sua influência na eficiência de forma a que se justifique o investimento na compra de um permutador, no entanto não é aconselhável que a temperatura de entrada do ar de combustão seja demasiado elevada, devido a questões de segurança pois caso a temperatura de entrada do ar de combustão seja demasiada elevada, poderá ocorrer explosão antes do mesmo atingir o queimador, caso ocorra, por exemplo, uma fuga de combustível.

A energia contida nos gases também poderia ser reaproveitada para por exemplo, aquecimento de água para posterior utilização na empresa.

Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

A realização da presente tese teve como objetivo o estudo da eficiência de uma caldeira aquatubular pertencente à empresa Companhia Nacional de Borrachas S.A - CNB/CAMAC, em Santo Tirso, bem como de possíveis melhorias a aplicar ao processo.

Para que fosse possível obter e comentar os valores de eficiência da mesma, foram efetuadas leituras de valores como composição dos gases de combustão, temperatura dos mesmos, temperatura de ar de combustão, entre outros, no gerador de vapor utilizando o equipamento Testo 310 – Analisador de gases de combustão.

Para efeitos de cálculo foram utilizados dois métodos na obtenção do valor de eficiência: método do balanço de energia (método direto) e o método das perdas.

Após a conclusão da presente dissertação, conclui-se que, os valores de eficiência obtidos através de cálculo, 86,18 % pelo método do balanço de energia e 84,51 % pelo método das perdas, e obtidos por leituras experimentais, 83,38 % são concordantes, sendo o valor de eficiência relativamente próxima do valor previsto para este tipo de caldeira, 90 %, ditando que o funcionamento da caldeira está a ocorrer de forma expectável e não estão a ocorrer demasiadas perdas no seu funcionamento.

Verificou-se também que caso se implemente um permutador de calor de fluxo cruzado com 0,8 m² de área, área necessária para que toda a transferência de calor se dê, de forma a aquecer o ar de combustão e aumentar a sua temperatura de entrada na caldeira para 50°C, apenas ocorrerá um aumento de 1,12 % na eficiência o que nos demonstra que o investimento no permutador não é aconselhado.

Contudo, uma vez que a energia contida nos gases de combustão à saída do gerador de vapor é de valor elevado, sugere-se que em trabalhos futuros se estude o reaproveitamento desta para fins benéficos à empresa, como por exemplo, o aquecimento de água para posterior utilização na empresa.

Bibliografia

- [1] http://www.camac.pt/historia_inicio.htm (consultado em 09/06/16)
- [2] http://www.camac.pt/historia_crescimento.htm (consultado em 09/06/16)
- [3] <http://www.camac.pt/historia.htm> (consultado em 09/06/16)
- [4] <http://www.infopedia.pt/dicionarios/lingua-portuguesa/pneu> (consultado em 09/06/16)
- [5] http://www.goodyear.eu/po_pt/all-about-tires/understand-your-tire/how-tires-are-made/ (consultado em 09/06/16)
- [6] “Estudo da correlação entre as principais variáveis de processo de um misturador interno e as propriedades mecânicas de um composto elastomérico”, Universidade Federal de Rio Grando do Sul, Brasil, Novembro de 2010
- [7] “Modelos de Simulação e Optimização de um Sistema de Transporte de Paletes com AGV’s”, Universidade do Minho, Minho, Setembro de 2009
- [8] <http://oficina.turbo.pt/goodyear-os-sete-passos-no-processo-de-criacao-de-um-pneu/> (consultado em 10/07/2016)
- [9] Aportamentos da disciplina de Gestão e Reengenharia do Processo do primeiro ano do Mestrado em Optimização Energética na Indústria Química, ISEP, 2014/2015
- [10] http://www.areas.pt/index.php?option=com_content&view=article&id=69%3Asgcie%20-sistema-de-gestao-dos-consumos-intensivos-de-energia-&lang=pt%20 (consultado em 23/03/16)
- [11] http://web.ist.utl.pt/luis.roriz/MyPage/et_T19.htm (consultado em 20 de Junho de 2016)
- [12] F. Oliveira, “Relatório Final de Acção de Promoção de Eficiência Energética em Caldeiras de Vapor e termofluído” 2010.
- [13] Geankoplis, C.J., Transport Processes and Unit Operations, Prentice Hall, Inc, 3rd ed, 1993.
- [14] Incropera, F.P. e de Witt, D.P., Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa, Editora Guanabara Koogan S.A., Rio de Janeiro, 1992.

5. ANEXOS

ANEXO A – Leituras experimentais dos gases de combustão

As leituras foram efetuadas em intervalos de 7 minutos utilizando um analisador de gases de combustão.

Realizaram-se três leituras, onde se registaram os valores de percentagem de dióxido de carbono e oxigénio, assim como a presença de óxido de carbono em partes por milhão. Para além disso, também foram obtidas as temperaturas dos gases de combustão, do combustível e do ar ambiente em graus Celcius. Os valores encontram-se nas tabelas 5.1, 5.2 e 5.3.

Tabela 5.1 Valores registados para a leitura número 1.

| Caldeira registo nº1 | | | | | | | | |
|---|-----------------------------------|---------|---|------------------------|-------------|-----------------------|----------------------------------|-------------------------------|
| P _{relativa} caldeira (bar) | P _{combustível} (bar) | Leitura | T _{gases de combustão} (°C) | CO ₂ (%) | CO (ppm) | O ₂ (%) | T _{combustível} (°C) | T _{ambiente} (°C) |
| 23 | 12 | 1 | 283,4 | 11,43 | 29 | 5,808 | 100 | 23,2 |
| | | 2 | 263,7 | 11,24 | 24 | 6,061 | 99 | 23,2 |
| | | 3 | 280,6 | 12,32 | 35 | 4,625 | 98 | 23,2 |
| | | 4 | 281,6 | 12,42 | 30 | 4,492 | 98 | 23,2 |
| | | 5 | 284,4 | 12,81 | 33 | 3,974 | 98 | 23,2 |
| | | 6 | 283,8 | 12,52 | 38 | 4,359 | 97 | 23,2 |
| | | 7 | 277,4 | 12,91 | 32 | 3,841 | 97 | 23,2 |
| | | 8 | 280,3 | 13,31 | 34 | 3,309 | 97 | 23,2 |
| Média | | | 279,4 | 12,37 | 31,875 | 4,559 | 98 | 23,2 |

Tabela 5.2 Valores registados para a leitura número 2.

| Caldeira registo nº2 | | | | | | | | |
|---|-----------------------------------|---------|---|------------------------|-------------|-----------------------|----------------------------------|-------------------------------|
| P _{relativa} caldeira (bar) | P _{combustível} (bar) | Leitura | T _{gases de combustão} (°C) | CO ₂ (%) | CO (ppm) | O ₂ (%) | T _{combustível} (°C) | T _{ambiente} (°C) |
| 23 | 12 | 1 | 293 | 13,41 | 35 | 3,177 | 96 | 24,3 |
| | | 2 | 264,8 | 12,32 | 25 | 4,625 | 96 | 24,3 |
| | | 3 | 279 | 13,5 | 38 | 3,057 | 97 | 24,3 |
| | | 4 | 267,1 | 12,22 | 24 | 4,758 | 97 | 24,3 |
| | | 5 | 281,9 | 13,5 | 41 | 3,057 | 97 | 24,3 |
| | | 6 | 283,5 | 13,41 | 39 | 3,177 | 96 | 24,3 |
| | | 7 | 276 | 13,41 | 34 | 3,177 | 96 | 24,3 |
| | | 8 | 270,2 | 13,11 | 22 | 3,575 | 97 | 24,3 |
| Média | | | 276,9375 | 13,11 | 32,25 | 3,575 | 96,5 | 24,3 |

Tabela 5.3 Valores registados para a leitura número 3.

| Caldeira registo nº3 | | | | | | | | |
|---|-----------------------------------|---------|---|------------------------|-------------|-----------------------|----------------------------------|-------------------------------|
| P _{relativa} caldeira (bar) | P _{combustível} (bar) | Leitura | T _{gases de combustão} (°C) | CO ₂ (%) | CO (ppm) | O ₂ (%) | T _{combustível} (°C) | T _{ambiente} (°C) |
| 23 | 12 | 1 | 282,1 | 13,2 | 38 | 3,456 | 97 | 24,3 |
| | | 2 | 262,7 | 12,26 | 23 | 4,705 | 97 | 24,3 |
| | | 3 | 284,7 | 13,4 | 39 | 3,19 | 97 | 24,3 |
| | | 4 | 263,5 | 12,9 | 31 | 3,85 | 96 | 24,3 |
| | | 5 | 274,4 | 13,3 | 32 | 3,32 | 96 | 24,3 |
| | | 6 | 278,9 | 13,4 | 38 | 3,19 | 97 | 24,3 |
| | | 7 | 280,1 | 13,41 | 34 | 3,177 | 97 | 24,3 |
| | | 8 | 272,3 | 13,2 | 28 | 3,456 | 97 | 24,3 |
| Média | | | 274,8375 | 13,13 | 32,875 | 3,544 | 96,75 | 24,3 |

Após a leitura de todos os estes parâmetros, obteve-se a média entre os três registros a fim de unificar os valores como é possível visualizar na tabela 5.4.

Tabela 5.4 Média entre os três registros efetuados.

| Médias dos 3 registos | | | | | | | | |
|---|-----------------------------------|---------|---|------------------------|-------------|-----------------------|----------------------------------|-------------------------------|
| P _{relativa} caldeira (bar) | P _{combustível} (bar) | Registo | T _{gases de combustão} (°C) | CO ₂ (%) | CO (ppm) | O ₂ (%) | T _{combustível} (°C) | T _{ambiente} (°C) |
| 23 | 12 | 1 | 279,4 | 12,37 | 31,875 | 4,558861 | 98 | 23,2 |
| | | 2 | 276,9375 | 13,11 | 32,25 | 3,575316 | 96,5 | 24,3 |
| | | 3 | 274,8375 | 13,13375 | 32,875 | 3,54375 | 96,75 | 24,3 |
| Média final | | | 277,06 | 12,87 | 32,33 | 3,89 | 97,08 | 23,93 |

ANEXO B – Tabelas da água para leitura de parâmetros necessários aos cálculos

Foi necessário recorrer às tabelas da água para vapor sobreaquecido a um determinado estado de referência para que fosse possível obter o calor latente de vaporização à pressão absoluta de funcionamento da caldeira, 2400 kPa e também a temperatura à qual são realizadas as purgas, que equivale à temperatura de saturação dessa mesma pressão.

Na figura 5.1 apresenta-se o excerto das tabelas da água utilizado para leitura dos valores.

Table F.2: Superheated Steam, SI units (Continued)

| P/kPa ($t^{\text{sat}} / ^{\circ}\text{C}$) | | sat. liq. | sat. vap. | TEMPERATURE: $t^{\circ}\text{C}$ (TEMPERATURE: T kelvins) | | | | | | | |
|--|---|--------------|--------------|--|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| | | | | 225 (498.15) | 250 (523.15) | 275 (548.15) | 300 (573.15) | 325 (598.15) | 350 (623.15) | 375 (648.15) | 400 (673.15) |
| 2400 (221.78) | V | 1.193 | 83.199 | 84.149 | 91.075 | 97.411 | 103.36 | 109.05 | 114.55 | 119.93 | 125.22 |
| | U | 949.066 | 2600.7 | 2608.6 | 2665.6 | 2717.3 | 2765.4 | 2811.1 | 2855.4 | 2898.8 | 2941.7 |
| | H | 951.929 | 2800.4 | 2810.6 | 2884.2 | 2951.1 | 3013.4 | 3072.8 | 3130.4 | 3186.7 | 3242.3 |
| | S | 2.5343 | 6.2690 | 6.2894 | 6.4338 | 6.5586 | 6.6699 | 6.7714 | 6.8656 | 6.9542 | 7.0384 |
| 2500 (223.94) | V | 1.197 | 79.905 | 80.210 | 86.985 | 93.154 | 98.925 | 104.43 | 109.75 | 114.94 | 120.04 |
| | U | 958.969 | 2601.2 | 2603.8 | 2662.0 | 2714.5 | 2763.1 | 2809.3 | 2853.9 | 2897.5 | 2940.6 |
| | H | 961.962 | 2800.9 | 2804.3 | 2879.5 | 2947.4 | 3010.4 | 3070.4 | 3128.2 | 3184.8 | 3240.7 |
| | S | 2.5543 | 6.2536 | 6.2604 | 6.4077 | 6.5345 | 6.6470 | 6.7494 | 6.8442 | 6.9333 | 7.0178 |
| 2600 (226.04) | V | 1.201 | 76.856 | | 83.205 | 89.220 | 94.830 | 100.17 | 105.32 | 110.33 | 115.26 |
| | U | 968.597 | 2601.5 | | 2658.4 | 2711.7 | 2760.9 | 2807.4 | 2852.3 | 2896.1 | 2939.4 |
| | H | 971.720 | 2801.4 | | 2874.7 | 2943.6 | 3007.4 | 3067.9 | 3126.1 | 3183.0 | 3239.0 |
| | S | 2.5736 | 6.2387 | | 6.3823 | 6.5110 | 6.6249 | 6.7281 | 6.8236 | 6.9131 | 6.9979 |
| 2700 (228.07) | V | 1.205 | 74.025 | | 79.698 | 85.575 | 91.036 | 96.218 | 101.21 | 106.07 | 110.83 |
| | U | 977.968 | 2601.8 | | 2654.7 | 2708.8 | 2758.6 | 2805.6 | 2850.7 | 2894.8 | 2938.2 |
| | H | 981.222 | 2801.7 | | 2869.9 | 2939.8 | 3004.4 | 3065.4 | 3124.0 | 3181.2 | 3237.4 |
| | S | 2.5924 | 6.2244 | | 6.3575 | 6.4882 | 6.6034 | 6.7075 | 6.8036 | 6.8935 | 6.9787 |
| 2800 (230.05) | V | 1.209 | 71.389 | | 76.437 | 82.187 | 87.510 | 92.550 | 97.395 | 102.10 | 106.71 |
| | U | 987.100 | 2602.1 | | 2650.9 | 2705.9 | 2756.3 | 2803.7 | 2849.2 | 2893.4 | 2937.0 |
| | H | 990.485 | 2802.0 | | 2864.9 | 2936.0 | 3001.3 | 3062.8 | 3121.9 | 3179.3 | 3235.8 |
| | S | 2.6106 | 6.2104 | | 6.3331 | 6.4659 | 6.5824 | 6.6875 | 6.7842 | 6.8746 | 6.9601 |
| 2900 (231.97) | V | 1.213 | 68.928 | | 73.395 | 79.029 | 84.226 | 89.133 | 93.843 | 98.414 | 102.88 |
| | U | 996.008 | 2602.3 | | 2647.1 | 2702.9 | 2754.0 | 2801.8 | 2847.6 | 2892.0 | 2935.8 |
| | H | 999.524 | 2802.2 | | 2859.9 | 2932.1 | 2998.2 | 3060.3 | 3119.7 | 3177.4 | 3234.1 |
| | S | 2.6283 | 6.1969 | | 6.3092 | 6.4441 | 6.5621 | 6.6681 | 6.7654 | 6.8563 | 6.9421 |
| 3000 (233.84) | V | 1.216 | 66.626 | | 70.551 | 76.078 | 81.159 | 85.943 | 90.526 | 94.969 | 99.310 |
| | U | 1004.7 | 2602.4 | | 2643.2 | 2700.0 | 2751.6 | 2799.9 | 2846.0 | 2890.7 | 2934.6 |
| | H | 1008.4 | 2802.3 | | 2854.8 | 2928.2 | 2995.1 | 3057.7 | 3117.5 | 3175.6 | 3232.5 |
| | S | 2.6455 | 6.1837 | | 6.2857 | 6.4228 | 6.5422 | 6.6491 | 6.7471 | 6.8385 | 6.9246 |
| 3100 (235.67) | V | 1.220 | 64.467 | | 67.885 | 73.315 | 78.287 | 82.958 | 87.423 | 91.745 | 95.965 |
| | U | 1013.2 | 2602.5 | | 2639.2 | 2697.0 | 2749.2 | 2797.9 | 2844.3 | 2889.3 | 2933.4 |
| | H | 1017.0 | 2802.3 | | 2849.6 | 2924.2 | 2991.9 | 3055.1 | 3115.4 | 3173.7 | 3230.8 |
| | S | 2.6623 | 6.1709 | | 6.2626 | 6.4019 | 6.5227 | 6.6307 | 6.7294 | 6.8212 | 6.9077 |

Figura 5.1 Excerto das tabelas da água utilizado para leitura dos valores.

Valores lidos:

Entalpia de vapor saturado (h_v) = 2800,4 kJ/kg

Entalpia de líquido saturado (h_L) = 951,929 kJ/kg

Temperatura de purgas (T_p) = 221,78 °C

ANEXO C – Cálculos auxiliares para o cálculo do rendimento do gerador de vapor

Para que fosse possível o cálculo do rendimento do gerador de vapor, tornou-se necessário o cálculo de alguns valores como o caudal de combustível, a percentagem de água e hidrogénio no mesmo e o caudal de purgas.

➤ Caudal de combustível

Dados:

Horário de funcionamento da caldeira: 04h – 20h

Número de horas de funcionamento: 16h

Quantidade de combustível gasto: 3 ton = 3000 kg

$$\dot{m}_c = \frac{3000}{16} = 187,5 \text{ kg/h}$$

➤ Verificação de caudal de combustível

Dados:

Caudal de vapor : 3512 kg/h

Entalpia de vapor saturado (h_v) = 2800,4 kJ/kg

Entalpia de líquido saturado (h_L) = 951,929 kJ/kg

Rendimento do método das perdas = 84,51 %

PCI: 40964,231 kJ/kg

Potência útil:

$$\begin{aligned} P_{\text{útil}} &= \frac{\text{caudal de vapor}}{3600} \times (h_v - h_L) = \\ &= \frac{3512}{3600} \times (2800,4 - 951,929) = \\ &= 1803,28615 \text{ kW} \end{aligned}$$

Potência nominal:

$$P_{nominal} = \frac{P_{\acute{u}til}}{0,01 \times \eta_{m\acute{e}todo\ das\ perdas}} =$$

$$= \frac{1803,28615}{0,01 \times 84,51} =$$

$$= 2133,80763\ kW$$

Caudal de combustível:

$$\dot{m}_c = \frac{P_{nominal}}{PCI} \times 3600 =$$

$$= \frac{2133,80763}{40964,231} \times 3600 =$$

$$= 184,52\ kg/h$$

➤ **Cálculo da percentagem de água e hidrogénio no combustível:**

Na tabela 5.5 é possível verificar a composição do combustível bem como a percentagem e massa molar de cada componente.

Tabela 5.5 Composição do combustível, percentagem e massa molar de cada componente.

| Composto | Fórmula Química | Percentagem Molar (%) | MM (g/mol) |
|------------|------------------|-----------------------|------------|
| Carbono | C | 85,6 | 12 |
| Água | H ₂ O | 0,02 | 18 |
| Azoto | N ₂ | 1,48 | 28 |
| Enxofre | S | 1 | 32,05 |
| Hidrogénio | H ₂ | 11,9 | 2 |
| Cinzas | | 0 | 0 |
| Total | | 100 | 92,05 |

Exemplo de cálculo da massa e percentagem mássica de cada componente no combustível

✓ Carbono:

$$massa\ de\ carbono_{combustível} = \%molardecarbono_{combustível} \times MM_{Carbono}$$

$$= 85,6 \times 12 =$$

$$= 1027,20\ g$$

$$\% \text{ mássica de carbono}_{combustível} = \frac{massa\ de\ carbono_{combustível}}{massa\ total\ de\ combustível} \times 100 =$$

$$= \frac{1027,20}{1124,85} \times 100 =$$

$$= 91,3\ \%$$

Na tabela 5.6 encontram-se os resultados obtidos para o cálculo da massa e da percentagem mássica de cada componente no combustível.

Tabela 5.6 Resultados obtidos para a massa de cada componente no combustível.

| Composto | Fórmula Química | Percentagem Molar (%) | MM (g/mol) | Massa do componente no combustível (g) | Percentagem mássica do componente no combustível (%) |
|------------|------------------|-----------------------|------------|--|--|
| Carbono | C | 85,6 | 12 | 1027,20 | 91,3 |
| Água | H ₂ O | 0,02 | 18 | 0,36 | 0,032 |
| Azoto | N ₂ | 1,48 | 28 | 41,44 | 3,70 |
| Enxofre | S | 1 | 32,05 | 32,05 | 2,80 |
| Hidrogénio | H ₂ | 11,9 | 2 | 23,80 | 2,12 |
| Cinzas | | 0 | 0 | 0 | |
| Total | | 100 | 92,05 | 1124,85 | 100 |

Cálculo da percentagem de hidrogénio no combustível:

O hidrogénio está presente no combustível em dois componentes: H_2 e H_2O .

✓ H_2O :

$$\begin{aligned}\%Hidrogénio_{H_2O} &= \frac{\%H_2O_{combustível} \times n^{\circ} \text{ de átomos de hidrogénio}_{H_2O}}{MM_{H_2O}} = \\ &= \frac{0,032 \times 2}{18} = \\ &= 0,0036 \%\end{aligned}$$

✓ H_2 :

$$\%Hidrogénio_{H_2} = \%H_2_{combustível} = 2,1158 \%$$

✓ % de hidrogénio no combustível:

$$\%hidrogénio_{combustível} = 0,0036 + 2,1158 = 2,12 \%$$

ANEXO D- Tabelas para consulta de valores das propriedades dos fluidos e tubos

Os valores para as propriedades dos fluidos foram consultados em Incropera e de Witt, 2002. Para o fluido frio, encontrou-se a temperatura média, entre T_{fe} e T_{fs} , sendo esta 37 °C, 310 K, efetuando-se as leituras por aproximação a 300 K. Para o fluido quente, após o cálculo de T_{qs} (anexo E), verificou-se que a temperatura média seria de 538 K, sendo efetuada a leitura a 550 K [14].

Na figura 5.2 encontra-se o excerto utilizado para consulta dos valores.

Appendix A ■ Thermophysical Properties of Matter 995

TABLE A.4 Thermophysical Properties of Gases at Atmospheric Pressure^a

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg·K) | $\mu \cdot 10^3$ (N·s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m·K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | Pr |
|--------------------------|--------------------------------|--------------------|---|---|---------------------------|--|-------|
| Air, $M = 28.97$ kg/kmol | | | | | | | |
| 100 | 3.5562 | 1.032 | 71.1 | 2.00 | 9.34 | 2.54 | 0.786 |
| 150 | 2.3364 | 1.012 | 103.4 | 4.426 | 13.8 | 5.84 | 0.758 |
| 200 | 1.7458 | 1.007 | 132.5 | 7.590 | 18.1 | 10.3 | 0.737 |
| 250 | 1.3947 | 1.006 | 159.6 | 11.44 | 22.3 | 15.9 | 0.720 |
| 300 | 1.1614 | 1.007 | 184.6 | 15.89 | 26.3 | 22.5 | 0.707 |
| 350 | 0.9950 | 1.009 | 208.2 | 20.92 | 30.0 | 29.9 | 0.700 |
| 400 | 0.8711 | 1.014 | 230.1 | 26.41 | 33.8 | 38.3 | 0.690 |
| 450 | 0.7740 | 1.021 | 250.7 | 32.39 | 37.3 | 47.2 | 0.686 |
| 500 | 0.6964 | 1.030 | 270.1 | 38.79 | 40.7 | 56.7 | 0.684 |
| 550 | 0.6329 | 1.040 | 288.4 | 45.57 | 43.9 | 66.7 | 0.683 |
| 600 | 0.5804 | 1.051 | 305.8 | 52.69 | 46.9 | 76.9 | 0.685 |
| 650 | 0.5356 | 1.063 | 322.5 | 60.21 | 49.7 | 87.3 | 0.690 |
| 700 | 0.4975 | 1.075 | 338.8 | 68.10 | 52.4 | 98.0 | 0.695 |
| 750 | 0.4643 | 1.087 | 354.6 | 76.37 | 54.9 | 109 | 0.702 |
| 800 | 0.4354 | 1.099 | 369.8 | 84.93 | 57.3 | 120 | 0.709 |
| 850 | 0.4097 | 1.110 | 384.3 | 93.80 | 59.6 | 131 | 0.716 |
| 900 | 0.3868 | 1.121 | 398.1 | 102.9 | 62.0 | 143 | 0.720 |
| 950 | 0.3666 | 1.131 | 411.3 | 112.2 | 64.3 | 155 | 0.723 |
| 1000 | 0.3482 | 1.141 | 424.4 | 121.9 | 66.7 | 168 | 0.726 |
| 1100 | 0.3166 | 1.159 | 449.0 | 141.8 | 71.5 | 195 | 0.728 |
| 1200 | 0.2902 | 1.175 | 473.0 | 162.9 | 76.3 | 224 | 0.728 |
| 1300 | 0.2679 | 1.189 | 496.0 | 185.1 | 82 | 257 | 0.719 |
| 1400 | 0.2488 | 1.207 | 530 | 213 | 91 | 303 | 0.703 |
| 1500 | 0.2322 | 1.230 | 557 | 240 | 100 | 350 | 0.685 |
| 1600 | 0.2177 | 1.248 | 584 | 268 | 106 | 390 | 0.688 |
| 1700 | 0.2049 | 1.267 | 611 | 298 | 113 | 435 | 0.685 |
| 1800 | 0.1935 | 1.286 | 637 | 329 | 120 | 482 | 0.683 |
| 1900 | 0.1833 | 1.307 | 663 | 362 | 128 | 534 | 0.677 |
| 2000 | 0.1741 | 1.337 | 689 | 396 | 137 | 589 | 0.672 |
| 2100 | 0.1658 | 1.372 | 715 | 431 | 147 | 646 | 0.667 |
| 2200 | 0.1582 | 1.417 | 740 | 468 | 160 | 714 | 0.655 |
| 2300 | 0.1513 | 1.478 | 766 | 506 | 175 | 783 | 0.647 |
| 2400 | 0.1448 | 1.558 | 792 | 547 | 196 | 869 | 0.630 |
| 2500 | 0.1389 | 1.665 | 818 | 589 | 222 | 960 | 0.613 |
| 3000 | 0.1135 | 2.726 | 955 | 841 | 486 | 1570 | 0.536 |

Figura 5.2 Tabela de propriedades dos gases à pressão atmosférica, Incropera e de Witt, 2002.

Como se considerou um diâmetro nominal de 1" e Schedule number 40, os valores para o diâmetro externo e interno foram encontrados na bibliografia. Na figura 5.3 encontra-se o excerto da tabela utilizado para a consulta desses valores [13]:

| APPENDIX A.5 | | | | | | | | | |
|--|---------------------|-------|-------------------------|-------------------|-------|--------------------|-------|---------------------------------|----------------------------------|
| <i>Properties of Pipes, Tubes, and Screens</i> | | | | | | | | | |
| A.5-1 Dimensions of Standard Steel Pipe | | | | | | | | | |
| Nominal Pipe Size (in.) | Outside Diameter | | Sched- ule Number | Wall Thickness | | Inside Diameter | | Inside Cross- Sectional Area | |
| | in. | mm | | in. | mm | in. | mm | ft ² | m ² × 10 ⁴ |
| $\frac{1}{8}$ | 0.405 | 10.29 | 40 | 0.068 | 1.73 | 0.269 | 6.83 | 0.00040 | 0.3664 |
| | | | 80 | 0.095 | 2.41 | 0.215 | 5.46 | 0.00025 | 0.2341 |
| $\frac{1}{4}$ | 0.540 | 13.72 | 40 | 0.088 | 2.24 | 0.364 | 9.25 | 0.00072 | 0.6720 |
| | | | 80 | 0.119 | 3.02 | 0.302 | 7.67 | 0.00050 | 0.4620 |
| $\frac{3}{8}$ | 0.675 | 17.15 | 40 | 0.091 | 2.31 | 0.493 | 12.52 | 0.00133 | 1.231 |
| | | | 80 | 0.126 | 3.20 | 0.423 | 10.74 | 0.00098 | 0.9059 |
| $\frac{1}{2}$ | 0.840 | 21.34 | 40 | 0.109 | 2.77 | 0.622 | 15.80 | 0.00211 | 1.961 |
| | | | 80 | 0.147 | 3.73 | 0.546 | 13.87 | 0.00163 | 1.511 |
| $\frac{3}{4}$ | 1.050 | 26.67 | 40 | 0.113 | 2.87 | 0.824 | 20.93 | 0.00371 | 3.441 |
| | | | 80 | 0.154 | 3.91 | 0.742 | 18.85 | 0.00300 | 2.791 |
| 1 | 1.315 | 33.40 | 40 | 0.133 | 3.38 | 1.049 | 26.64 | 0.00600 | 5.574 |
| | | | 80 | 0.179 | 4.45 | 0.957 | 24.31 | 0.00499 | 4.641 |
| 1 $\frac{1}{4}$ | 1.660 | 42.16 | 40 | 0.140 | 3.56 | 1.380 | 35.05 | 0.01040 | 9.648 |
| | | | 80 | 0.191 | 4.85 | 1.278 | 32.46 | 0.00891 | 8.275 |
| 1 $\frac{1}{2}$ | 1.900 | 48.26 | 40 | 0.145 | 3.68 | 1.610 | 40.89 | 0.01414 | 13.13 |
| | | | 80 | 0.200 | 5.08 | 1.500 | 38.10 | 0.01225 | 11.40 |
| 2 | 2.375 | 60.33 | 40 | 0.154 | 3.91 | 2.067 | 52.50 | 0.02330 | 21.65 |
| | | | 80 | 0.218 | 5.54 | 1.939 | 49.25 | 0.02050 | 19.05 |
| 2 $\frac{1}{2}$ | 2.875 | 73.03 | 40 | 0.203 | 5.16 | 2.469 | 62.71 | 0.03322 | 30.89 |
| | | | 80 | 0.276 | 7.01 | 2.323 | 59.00 | 0.02942 | 27.30 |
| 3 | 3.500 | 88.90 | 40 | 0.216 | 5.49 | 3.068 | 77.92 | 0.05130 | 47.69 |
| | | | 80 | 0.300 | 7.62 | 2.900 | 73.66 | 0.04587 | 42.61 |
| 3 $\frac{1}{2}$ | 4.000 | 101.6 | 40 | 0.226 | 5.74 | 3.548 | 90.12 | 0.06870 | 63.79 |
| | | | 80 | 0.318 | 8.08 | 3.364 | 85.45 | 0.06170 | 57.35 |
| 4 | 4.500 | 114.3 | 40 | 0.237 | 6.02 | 4.026 | 102.3 | 0.08840 | 82.19 |
| | | | 80 | 0.337 | 8.56 | 3.826 | 97.18 | 0.07986 | 74.17 |
| 5 | 5.563 | 141.3 | 40 | 0.258 | 6.55 | 5.047 | 128.2 | 0.1390 | 129.1 |
| | | | 80 | 0.375 | 9.53 | 4.813 | 122.3 | 0.1263 | 117.5 |
| 6 | 6.625 | 168.3 | 40 | 0.280 | 7.11 | 6.065 | 154.1 | 0.2006 | 186.5 |
| | | | 80 | 0.432 | 10.97 | 5.761 | 146.3 | 0.1810 | 168.1 |
| 8 | 8.625 | 219.1 | 40 | 0.322 | 8.18 | 7.981 | 202.7 | 0.3474 | 322.7 |
| | | | 80 | 0.500 | 12.70 | 7.625 | 193.7 | 0.3171 | 294.7 |

Figura 5.3 Dimensões padrão de tubos de aço [13].

ANEXO E- Dados e cálculos auxiliares para o dimensionamento do permutador

- ✓ Cálculo do caudal de ar de combustão [15]:

$$\begin{aligned}\dot{m}_f &= (1 + \text{excesso de ar}) \times \dot{m}_{ar seco} \times \dot{m}_{comb} \times \left(1 - \frac{\%H_2O_{comb}}{100}\right) = \\ &= (1 + 0,21) \times 14 \times 187,5 \times \left(1 - \frac{0,032}{100}\right) = \\ &= 3167,9 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

- ✓ Cálculo do caudal de gases de combustão:

$$\begin{aligned}\dot{m}_q &= \dot{m}_f + \dot{m}_{comb} = \\ &= 3167,9 + 187,5 = \\ &= 3354,97 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

- ✓ Determinação da temperatura dos gases de combustão à saída do permutador:

Dados:

Tqe = 277,06 °C

Tqs = ?

Tfe = 23,93 °C

Tfs = 50 °C

Caudal de fluído quente (mq) = 3354,97 kg/h = 0,93 kg/s

Caudal de fluído frio (mf) = 3167,9 kg/h = 0,88 kg/s

$$\begin{aligned}
 q_f &= \dot{m}_f \times c_{p_f} \times (T_{fs} - T_{fe}) = \\
 &= 0,88 \times 1,007 \times (50 - 23,03) = \\
 &= 23101,46 \text{ W} = 23,10 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Assumindo que não há perdas de calor, e que o cp do fluido quente é aproximadamente igual ao do fluido frio, uma vez que se considerou que os gases de combustão assumem as mesmas propriedades do ar :

$$\begin{aligned}
 q_q &= q_f \\
 \Leftrightarrow \\
 \dot{m}_q \times c_{p_q} \times (T_{qe} - T_{qs}) &= 23,10 \\
 \Leftrightarrow \\
 0,93 \times 1,007 \times (277,06 - T_{qs}) &= 23,10 \\
 \Leftrightarrow \\
 T_{qs} &= 252^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Com a temperatura obtida, consultou-se o calor específico correspondente à temperatura média de forma a calcular a temperatura correta dos gases de combustão à saída do permutador.

$$T_{média} = \frac{277,05 + 252}{2} = 265^\circ\text{C} = 538 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_q \times c_{p_q} \times (T_{qe} - T_{qs}) &= 23,10 \\
 \Leftrightarrow \\
 0,93 \times 1,040 \times (277,06 - T_{qs}) &= 23,10 \\
 \Leftrightarrow
 \end{aligned}$$

$$T_{qs} = 253^\circ\text{C}$$

✓ Cálculo da distância entre os centros dos tubos:

Para um diâmetro nominal de 1" e Sch40, sabe-se que:

Diâmetro externo, $D_e = 33,4 \text{ mm} = 0,0334 \text{ m}$.

Diâmetro interno, $D_i = 26,64 \text{ mm} = 0,02662 \text{ m}$.

Para um feixe quadrado, com $S_n/D_e = S_p/D_e = 1,25$:

$C = 0,386$

$m = 0,592$

$$\frac{S_n}{D_e} = 1,25$$

\leftrightarrow

$$\frac{S_n}{0,0334} = 1,25$$

\leftrightarrow

$$S_n = 1,25 \times 0,0334 = 0,04175 \text{ m}$$

$$S_n = S_p = 0,04175 \text{ m}$$

✓ Cálculo da velocidade média do fluido frio:

$$v = \frac{\dot{m}_{f_{tubo}}}{\rho \times Area_{escoamento}}$$

\leftrightarrow

$$v = \frac{\frac{\dot{m}_{f_{frio}}}{n_{tubos}}}{\rho \times \frac{\pi \times D_i^2}{4}}$$

\leftrightarrow

$$v = \frac{\frac{0,88}{25}}{1,1614 \times \frac{\pi \times 0,02664^2}{4}}$$

\leftrightarrow

$$v = 54,37 \text{ m/s}$$

✓ Cálculo da velocidade máxima do fluido quente no feixe:

Considerando que arbitrámos 25 tubos e feixe quadrado: M=N=5.

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{\dot{m}_q}{\rho \times Area_{escoamento}}$$

\leftrightarrow

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{\dot{m}_q}{\rho \times (Sn - De) \times M \times L}$$

\leftrightarrow

$$v_{m\acute{a}x} = \frac{0,93}{0,6329 \times (0,04175 - 0,03349) \times 5 \times 0,4}$$

\leftrightarrow

$$v_{m\acute{a}x} = 88,17 \text{ m/s}$$

- ✓ Cálculo da temperatura média logarítmica:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{qe} - T_{fs}) - (T_{qs} - T_{fe})}{\ln \left(\frac{T_{qe} - T_{fs}}{T_{qs} - T_{fe}} \right)} =$$

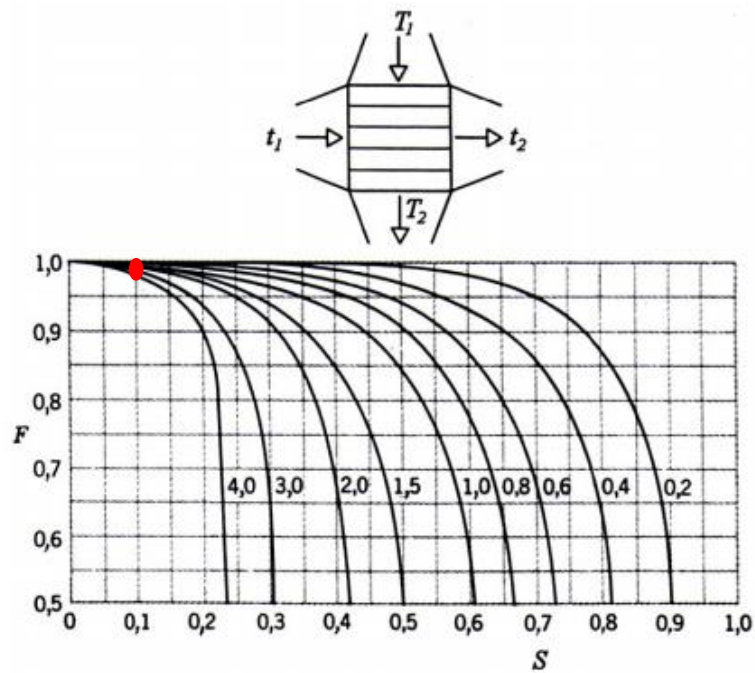
$$= \frac{(277,06 - 50) - (253 - 23,93)}{\ln \left(\frac{277,06 - 50}{253 - 23,93} \right)} =$$

$$= 228^{\circ}\text{C}$$

- ✓ Determinação do fator de correção da diferença de temperatura logarítmica média:

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{50 - 23,93}{277,06 - 23,93} = 0,10$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{277,06 - 253}{50 - 23,93} = 0,92$$



$$F \cong 1$$

